

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
**Чисельне моделювання відцентрового вентилятора аеродинамічного
сепаратора насіння**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІ-1-24
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Перепелиця Дмитро Олексійович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Яропуд Віталій Миколайович

Дніпро, 2025

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем
Освітній ступінь: «Магістр»
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«24» жовтня 2025 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Перепелиці Дмитру Олексійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Чисельне моделювання відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння

керівник роботи: Алієв Ельчин Бахтияр огли, д-р техн. наук, старший дослідник

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвердені наказом вищого навчального закладу від

«24» жовтня 2025 року № 3182

2. Строк подання студентом роботи 05.12.2025 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації сільського господарства та існуючих технічних засобів для сепарації насіння. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан і напрями досліджень. 2. Аналітичні дослідження процесу роботи відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння 3. Методика чисельного моделювання. 4. Результати чисельного моделювання. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність удосконаленого відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень (2 аркуша, А4). 2. Стан і напрями досліджень (2 аркуша, А4). 3. Аналітичні дослідження (1 аркушів, А4). 4 Чисельне моделювання (3 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (2 аркуша, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	Алієв Е. Б., професор	24.10.2025	05.12.2025
Нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент	05.10.2025	05.12.2025

7. Дата видачі завдання: 24 жовтня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	до 05.11.2025 р	виконано
2	Теоретичний	до 14.11.2025 р	виконано
3	Чисельний експеримент	до 26.11.2025 р	виконано
4	Охорона праці	до 28.11.2025 р	виконано
5	Економічний	до 01.12.2025 р	виконано
6	Демонстраційна частина	до 05.12.2025 р	виконано

Студент

_____ Перепелиця Д. О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Алієв Е. Б.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Перепелиця Д.О. Чисельне моделювання відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

У роботі досліджено процес очищення та аеродинамічної сепарації насіння сільськогосподарських культур із застосуванням відцентрового вентилятора. Проведено аналітичні дослідження руху насінневої суміші в горизонтальному повітряному потоці та визначено оптимальні параметри робочих коліс вентилятора. Розроблено методику чисельного моделювання та проведено числові експерименти для оцінки ефективності вентилятора та системи вирівнювання потоку повітря. Встановлено, що використання автоматизованого каскаду заслінок дозволяє значно знизити нерівномірність потоку, підвищити якість сепарації та енергоефективність обладнання. Оцінено економічну ефективність удосконаленого вентилятора, визначено строк окупності та запропоновано заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях. Результати роботи можуть бути використані для оптимізації технологічних ліній очищення насіння та підвищення продуктивності і безпеки аеродинамічних сепараторів.

Ключові слова: насіння, аеродинамічний сепаратор, відцентровий вентилятор, чисельне моделювання, вирівнювання потоку, ефективність, економічна ефективність, охорона праці, безпека, технологічна лінія, продуктивність.

Апробація. Перепелиця Д.О. (2025). Моделювання відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 248–251.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ	9
1.1 Технологічна лінія очищення і сепарації насіння сільськогосподарських культур	9
1.2 Аналіз аеродинамічних сепараторів насіння	12
1.3 Аналіз конструкцій вентиляторів.....	16
1.4 Висновки з розділу	19
2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ	21
2.1 Аналітичні дослідження процесу аеродинамічної сепарації насіння горизонтальним повітряним потоком	21
2.2 Розрахунок параметрів відцентрового вентилятора	27
2.3 Дослідження робочих кривих вентилятора	35
2.5 Висновки з розділу	40
3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	41
3.1 Методика побудови моделі відцентрового вентилятора	41
3.2 Методика числового експерименту роботи відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора	50
3.3 Статистична обробка результатів	55
3.4 Висновки з розділу	57
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	59
4.1 Результати симуляції роботи відцентрового вентилятора.....	59
4.2 Результати числового експерименту роботи відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора	62
4.3 Моделювання системи вирівнювання потоку повітря відцентрового вентилятора	70
4.4 Висновки з розділу	75
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	76
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ	79
ВИСНОВКИ	81
Бібліографія	84
Додатки	91

ВСТУП

Сучасні технології післязбиральної обробки насіннєвого матеріалу потребують високоефективних машин і обладнання, здатних забезпечувати точне розділення частинок за аеродинамічними властивостями. Одним із ключових вузлів аеродинамічних сепараторів є відцентровий вентилятор, який формує необхідний повітряний потік для стабільного та керованого процесу сепарації. Його конструктивні параметри, режимні характеристики та особливості взаємодії з повітряним середовищем істотно впливають на ефективність роботи всієї системи.

Традиційні методи проєктування і випробування вентиляторів ґрунтуються на експериментальних дослідженнях, які потребують значних матеріальних витрат і часу. Водночас розвиток обчислювальної техніки та чисельних методів аналізу дає змогу перейти до гнучкіших і точніших підходів – зокрема до використання чисельного моделювання. Методи CFD (Computational Fluid Dynamics) відкривають можливість детально відтворювати структуру повітряних потоків, оцінювати енергетичні параметри вентилятора, оптимізувати геометрію лопаток та прогнозувати поведінку системи в різних режимах роботи без необхідності створення фізичних прототипів.

Застосування чисельного моделювання для відцентрових вентиляторів аеродинамічних сепараторів насіння є актуальним напрямом досліджень, який дозволяє підвищити ефективність технологічних процесів, зменшити енерговитрати та забезпечити високу якість підготовки насіннєвого матеріалу. Це особливо важливо в умовах інтенсифікації аграрного виробництва та зростаючих вимог до якості насіння.

Таким чином, чисельне моделювання виступає потужним інструментом для глибокого аналізу роботи вентилятора та його подальшої технічної оптимізації. У даній роботі розглянуто побудову CFD-моделі відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння, проведено аналіз його роботи в різних

експлуатаційних режимах та визначено можливості підвищення ефективності конструкції.

Мета досліджень: підвищення ефективності та енергоощадності процесу аеродинамічної сепарації насіння сільськогосподарських культур шляхом удосконалення конструкції відцентрового вентилятора та впровадження системи вирівнювання повітряного потоку.

Задачі досліджень:

1. Проаналізувати сучасні технологічні лінії очищення та сепарації насіння та конструкції відцентрових вентиляторів.
2. Розробити аналітичну модель руху насінневої суміші в горизонтальному повітряному потоці та визначити критичні параметри сепарації.
3. Провести розрахунок та оптимізацію параметрів відцентрового вентилятора для підвищення ефективності сепарації.
4. Виконати чисельне моделювання роботи вентилятора та системи вирівнювання потоку повітря.
5. Оцінити економічну ефективність удосконаленого вентилятора та строк його окупності.
6. Розробити рекомендації щодо безпечної експлуатації та охорони праці при роботі аеродинамічного сепаратора.

Об'єкт досліджень: процес аеродинамічної сепарації насіння сільськогосподарських культур за допомогою відцентрового вентилятора.

Предмет досліджень: вплив конструктивних параметрів відцентрового вентилятора та системи вирівнювання повітряного потоку на ефективність сепарації, енергоефективність та безпеку роботи аеродинамічного сепаратора.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Технологічна лінія очищення і сепарації насіння сільськогосподарських культур

Селекційні програми у насінництві олійних культур висувають підвищені вимоги до виконання технологічних операцій очищення, розділення та сепарації насінневого матеріалу. Це пов'язано з необхідністю збереження генетичної автентичності сортів і гібридів, а також з підтриманням високих посівних та господарських якостей насіння. Особливо жорсткі вимоги встановлюються для вихідних категорій насіння, адже саме вони визначають кінцеву якість посівного матеріалу по всьому селекційно-насінницькому циклу.

Одним із ключових показників є сортова чистота насінневого матеріалу. Для вихідних форм – таких як супереліта та еліта – вона повинна сягати майже абсолютних значень, що демонструє таблиця 1.1. Високий рівень чистоти є критично важливим для забезпечення точності селекційного процесу, оскільки наявність навіть незначних домішок інших культур чи бур'янистих рослин призводить до зниження достовірності оцінки селекційного матеріалу та ускладнює подальше розмноження.

Таблиця 1.1 – Вимоги до насінневого матеріалу соняшнику

Категорія насіння	Сортова чистота, %	Вміст насіння основної культури, %	Домішки інших культур, шт./кг	Насіння бур'янів, шт./кг
ОН	99,8	100	0	0
ЕН	99,7	99	5	3
РН-1-3	97,0	97	15	6

У процесі первинного та наступного доопрацювання насінневого матеріалу особлива увага приділяється мінімізації технологічних втрат. Для базового насінництва їх допустиме значення не повинно перевищувати 1,5 %, тоді як для добазового – не більше 0,1 %. Це пов'язано з тим, що добазовий матеріал має

найвищу селекційну цінність, а його втрати призводять до невідворотних збитків у селекційному процесі.

Технічні засоби, що застосовуються на різних етапах очищення та сепарації, повинні забезпечувати повне видалення залишків попередніх партій насіння, щоб унеможливити генетичне забруднення матеріалу. Також висуваються вимоги до високої вибірковості та стабільності роботи обладнання, а сучасні системи мають бути оснащені засобами автоматичного контролю параметрів процесу. Загальним принципом є також екологічна безпечність обладнання – мінімізація пиловиділення, шуму та вібрації під час роботи.

Сучасні технологічні лінії очищення та сепарації насінневого матеріалу олійних культур складаються з комплексу машин, що поділяють насінневі суміші за різними фізико-механічними ознаками. До них належать віброрешітні стани, аспіраційні системи, трієрні циліндри, пневмовібростоли, магнітні та фотоелектронні сепаратори. Кожен тип обладнання виконує специфічну функцію, проте загальна технологічна схема орієнтована переважно на масове насінництво і не враховує в повному обсязі потреб селекційних і добазових ланок, де точність та делікатність обробки є пріоритетними.

Узагальнену схему сучасної технологічної лінії наведено на рисунку 1.1.

Згідно з чинним законодавством України, зокрема Законом України «Про насіння і садивний матеріал», система насінництва поділяється на три основні ланки: добазову, базову та сертифіковану. Кожна з них виконує своє функціональне призначення у формуванні якісного посівного матеріалу.

У добазовому насінництві найважливішим завданням є максимально ретельний відбір та збереження генетично цінного матеріалу, який надходить з дослідного поля. Він характеризується високою неоднорідністю, тому вимагає прецизійного поділу, структурованого зберігання та подальшої систематизації. На цьому етапі важлива не стільки продуктивність машин, скільки точність, мінімізація втрат та захист від змішування різних ліній і селекційних форм.

На відміну від цього, у базовому насінництві обсяги опрацьованого матеріалу суттєво більші. Тут на перший план виходять технологічна надійність і

здатність обладнання забезпечувати рівномірну очистку при високій продуктивності. У даному випадку оцінюються не лише селекційні, але й технологічні характеристики насіння, що визначають можливість отримати якісний посівний матеріал з максимально реалізованим біологічним потенціалом.

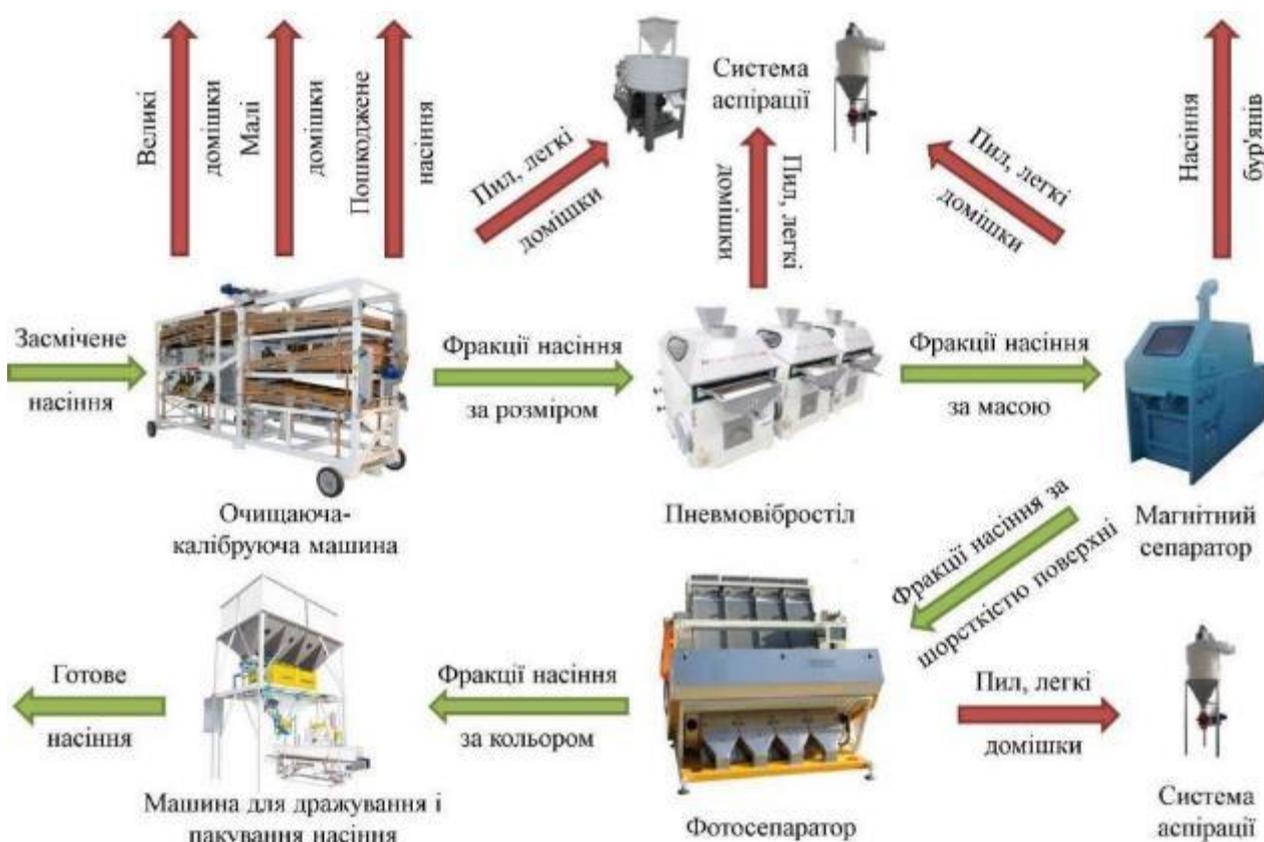


Рисунок 1.1 – Загальна схема технологічної лінії очищення і сепарації насіння сільськогосподарських культур

Системи сепарації насіння поділяють згідно з їхнім впливом на фізико-механічні властивості частинок. До основних методів належать:

- поділ за аеродинамічними характеристиками в пневматичних колонах і повітряних каналах;
- сортування за шириною та товщиною на решетних станах;
- виокремлення по довжині насінини на трієрних блоках;
- розподіл за щільністю або об'ємною масою на пневмовібростолах;
- виділення фракцій за особливостями поверхні та формою;
- поділ за пружними властивостями;

- сортування за електрофізичними характеристиками у діелектричних або коронно-розрядних сепараторах;
- класифікація за кольором у фотоелектронних сортувальних системах.

Ефективність усієї технологічної лінії великою мірою залежить від правильності вибору поєднання операцій. Сучасний поточний метод сортування та очищення насіння не завжди базується на науково обґрунтованих схемах, що може зумовлювати надмірну кількість обробок або, навпаки, недостатній ступінь очищення. Тому важливим завданням є визначення оптимального числа технологічних операцій, яке забезпечить цільову якість насіннєвого матеріалу без зайвих втрат та перевантаження обладнання.

1.2 Аналіз аеродинамічних сепараторів насіння

Аеродинамічні методи поділу насіннєвого матеріалу посідають важливе місце серед технологій первинного та вторинного очищення, оскільки ґрунтуються на різниці у швидкості переміщення частинок у повітряному потоці. Особливо ефективні такі методи у роботі з олійними культурами, для яких характерна значна неоднорідність за масою, формою та аеродинамічними характеристиками.

Принцип дії аеродинамічних сепараторів полягає в тому, що насіннєва суміш із завантажувального бункера надходить у робочу зону, де взаємодіє з повітряним потоком. Під дією аеродинамічних сил частинки переміщуються по різних траєкторіях залежно від їхньої маси, розміру, форми та опору. У результаті матеріал розподіляється на фракції, які відводяться до окремих приймальних камер. Відмінною ознакою таких сепараторів є використання горизонтального руху повітря замість вертикального висхідного, хоча з погляду механізму аеросепарування нових фізичних принципів це не створює. Горизонтальні системи ефективні насамперед для виділення легких домішок, щуплого або недорозвиненого насіння, однак вони не забезпечують глибокого очищення, необхідного для селекційно-насінницьких робіт.

Найбільш поширені на практиці сепаратори працюють з вертикальним висхідним потоком повітря. Їх популярність пояснюється простою конструкцією, компактністю та низькими експлуатаційними витратами. У вертикальному каналі насіння перебуває у зоні дії повітряного потоку довше, ніж у горизонтальних або похилих системах, що забезпечує кращий розподіл частинок за аеродинамічними властивостями.

У машинах із безперервною подачею матеріалу ефективність поділу визначається співвідношенням швидкості подачі, висоти та глибини каналу. Однак у каналах прямокутної форми глибина повинна залишатися обмеженою, оскільки надмірна товщина потоку спричинює виникнення складних турбулентних структур, які знижують якість очищення.

Вертикальні канали можуть мати різні форми поперечного перерізу — квадратну, прямокутну, кільцеву або циліндричну. Незалежно від геометрії, їх спільним завданням є формування рівномірного за швидкістю потоку. Така рівномірність є ключовим фактором, який визначає точність поділу насіння. На рис. 1.2 і 1.3 подано загальні типи аеродинамічних та сортувальних каналів, що застосовуються у насіннеочисних машинах.

За оцінкою багатьох дослідників, найперспективнішими є канали кільцевої форми. Їхні переваги полягають у компактності, можливості більш рівномірного розподілу повітряного потоку та раціональному компонованні в апаратах різних типів. У таких каналах часто встановлюються вирівнювальні решітки, які стабілізують рух повітря та зменшують локальні турбулентності.

Разом із тим кільцеві канали мають і суттєвий недолік — складність підтримання рівномірності потоку по всій довжині каналу. Це обумовлено тим, що повітря може відсмоктуватися з однієї сторони, створюючи зони підвищеної та зниженої швидкості.

У традиційних повітряно-решітних сепараторах використовують канали прямокутного поперечного перерізу. Їх перевага полягає у можливості рівномірної подачі зернового матеріалу по ширині решета. Однак рівномірності повітряного потоку досягають лише за умови використання спеціальних елементів —

перегородок, напрямних, решіток, які штучно порушують ламінарність потоку, вирівнюючи його швидкість.

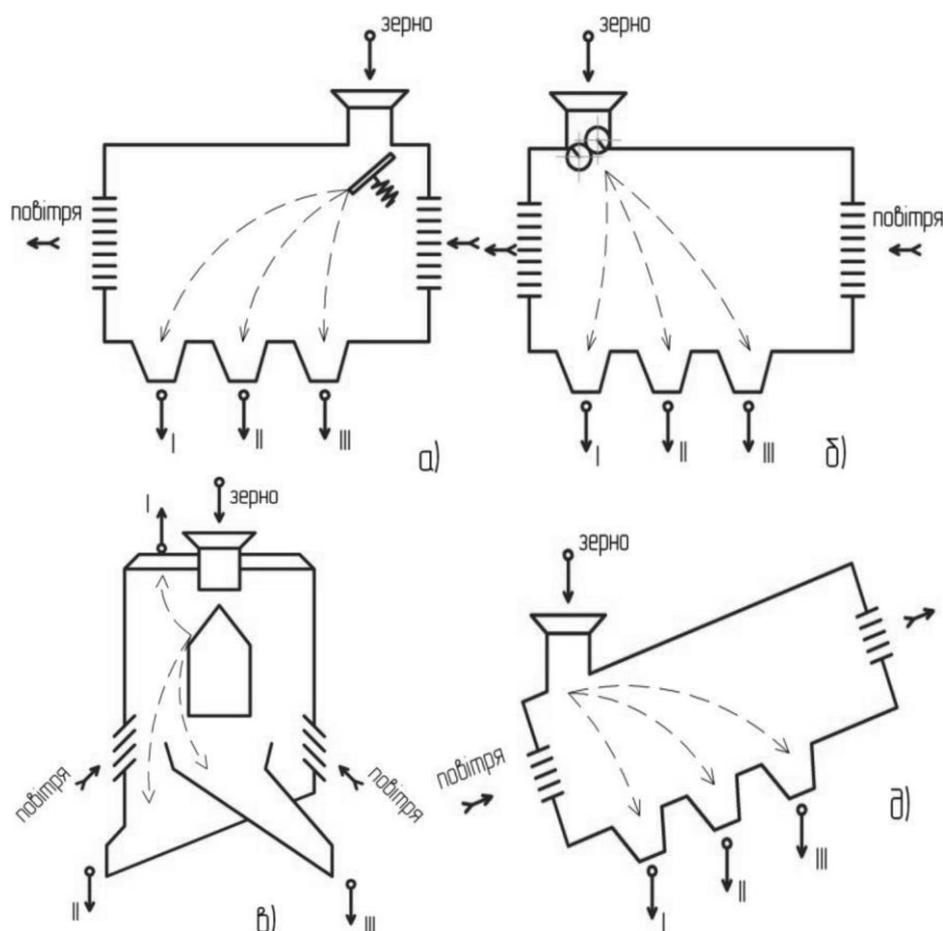


Рисунок 1.2 – Схеми аеродинамічних сепараторів насіння

Круглі канали застосовуються рідше, оскільки їхня пропускна здатність істотно поступається іншим типам геометрії. У каналах значної глибини додатковою проблемою стає зміна структури повітряного потоку в місцях переходу від робочої ділянки до осадкової камери – задня стінка отримує підвищену швидкість, тоді як передня – знижену, що створює незбалансовану зону зниження ефективності поділу.

Рівномірність повітряного потоку в зоні сепарації – це один із ключових параметрів, що визначає ефективність сортування. Якщо потік є нерівномірним, то насіннєвий матеріал зміщується нерівномірно, частина легких елементів не відокремлюється, а важчі частинки можуть потрапити до неправильної фракції.

Це особливо відчутно при обробці маси з підвищеним вмістом домішок, коли фронт руху стає щільнішим і значно змінює структуру потоку.

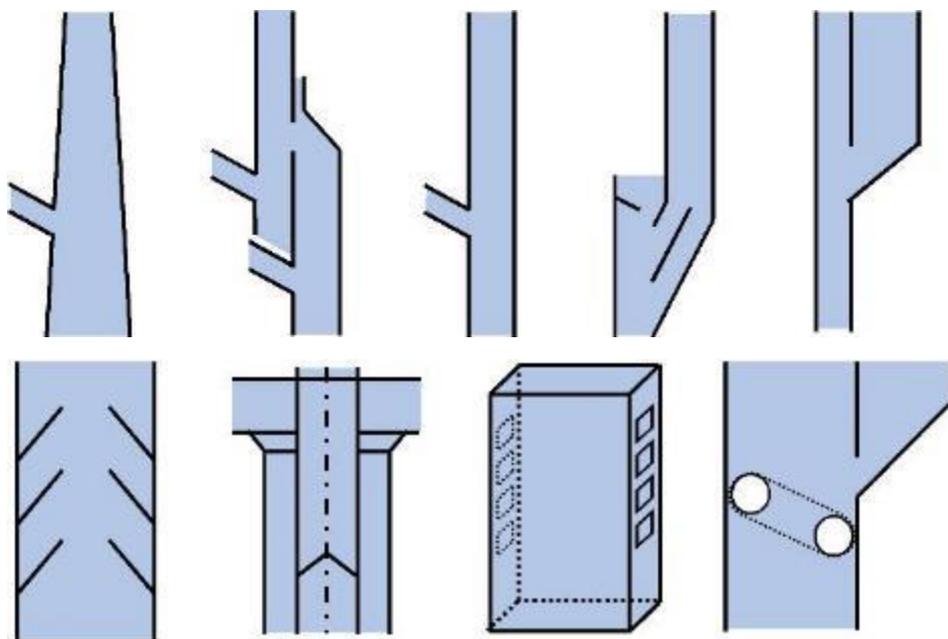


Рисунок 1.3 – Схеми каналів аеродинамічних сепараторів насіння

Саме тому традиційні конструкції з великими глибинами каналів інколи не забезпечують високої точності поділу. Проте завдяки застосуванню вирівнювальних модулів, повітряних стабілізаторів та спеціальних вставок зменшується нерівномірність швидкості і підвищується якість очищення навіть у глибоких каналах.

Одним із найперспективніших напрямів розвитку сепарації насіння є створення адаптивних систем, у яких режимні параметри – швидкість повітря, інтенсивність подачі матеріалу, геометрія каналу – автоматично підлаштовуються під властивості насінневої суміші. Такі системи можуть працювати із заданими алгоритмами, що визначають оптимальні параметри поділу для конкретної культури чи партії матеріалу.

Іншим важливим інноваційним рішенням є застосування аеродинамічних стабілізаторів. Їх призначення полягає у створенні під насінневим матеріалом тонкого псевдорозрідженого шару. Такий шар зменшує внутрішнє тертя між частинками, а над ним формується буферна зона з майже сталою швидкістю

повітряного потоку. Саме в цій зоні відбувається найбільш точне розподілення частинок за аеродинамічними властивостями.

Для отримання максимально чистого насіння важливо забезпечити поділ у рідкому, або малоконцентрованому шарі, де частинки не заважають одна одній і легкі домішки мають змогу безперешкодно виходити із потоку. Цей принцип лежить в основі сучасних високоточних аеродинамічних сепараторів, що орієнтовані на потреби селекції та виробництва насіння високих категорій.

1.3 Аналіз конструкцій вентиляторів

Вентилятори класифікують за способом установаження, конструктивними особливостями, величиною створюваного тиску, кількістю робочих коліс, сферою застосування та місцем монтажу. За способом встановлення розрізняють нагнітальні, всмоктувальні та комбіновані – тобто нагнітально-всмоктувальні вентилятори. Дуже поширену групу становлять вентилятори загального призначення.

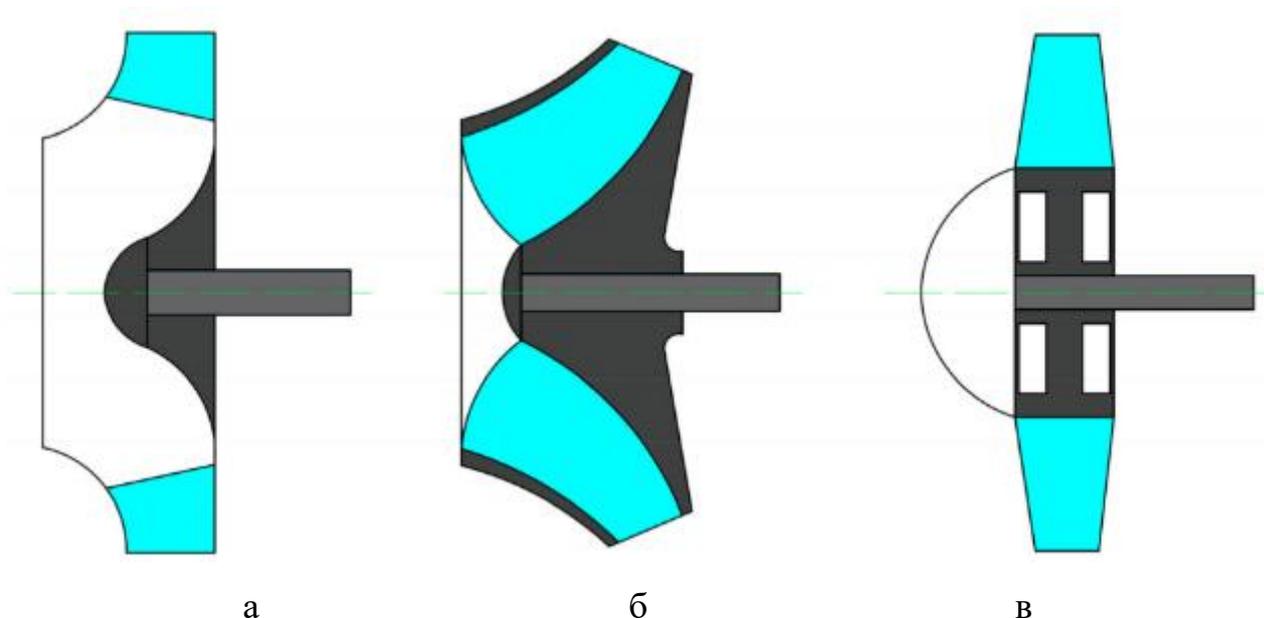


Рисунок 1.4 – Робочі колеса вентиляторів: із радіальним (а), діагональним (б) та осьовим (в) потоком

Основними елементами вентиляторів є рухомі лопатеві системи – робочі колеса та дифузори. Робоче колесо є ключовою частиною будь-якого вентиляційного пристрою, оскільки саме через нього відбувається передача енергії, необхідної для подолання опору руху повітря. Лопатевий апарат повинен бути спроектований таким чином, щоб забезпечувати максимально можливий коефіцієнт корисної дії, високу надійність та низький рівень шуму (детальніше це буде проаналізовано в огляді літератури далі у статті). На рисунку 1.4 наведені типи робочих коліс вентиляторів.

Поряд із традиційними конструкціями – відцентровими вентиляторами (рис. 1.5, а) та осьовими вентиляторами (рис. 1.5, в) — широко використовуються каналні вентилятори з радіальними робочими колесами (рис. 1.5, б).

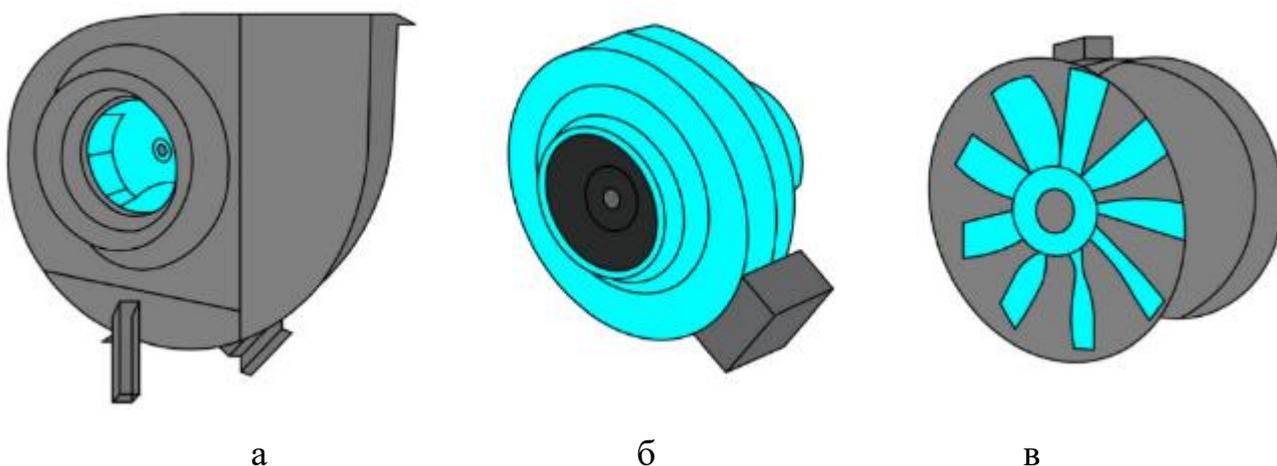


Рисунок 1.5 – Типи вентиляторів: (а) радіальний вентилятор, (б) каналний вентилятор – з радіальним робочим колесом, (в) осьовий вентилятор

Залежно від конструкції області застосування окремих типів вентиляторів та їхні функціональні характеристики є чітко визначеними. У роботах наведено порівняння традиційних конструкцій вентиляторів із групою радіальних і осьових машин. Критерієм порівняння був діаметр, який відповідає монтажним умовам трубопроводів, для яких ці машини призначені. Відцентрові вентилятори (зі спіральним корпусом) забезпечують значне підвищення тиску (компресію), мають відносно низький ККД, менший рівень шуму та низькі вібрації завдяки високій

жорсткості обода лопаток. Осьові вентилятори, навпаки, характеризуються високою ефективністю, проте створюють невеликі прирости тиску. Їх можна монтувати безпосередньо в каналі без додаткового обладнання, що також є перевагою. Аналіз у роботах показує зростаючу потребу у вентиляторах малого діаметра, компактної конструкції, але з високим статичним тиском.

При дослідженні руху газу через робочі колеса вентиляторів виділяють такі напрямки потоку: осьовий; осьовий з меридіональним прискоренням; напівосьовий; напіврадіальний; напіврадіальний відцентровий; напіврадіальний доцентровий; осьово-радіальний; периферійний; радіально-дисковий; поперечний.

Лопатки робочих коліс сконструйовані так, щоб у процесі обертання передавати газу енергію шляхом збільшення його обертального руху. В осьових вентиляторах рух потоку формується в результаті додавання відносної швидкості w_1 до окружної швидкості u_1 . Осьові вентилятори забезпечують невелике підвищення тиску, але мають високий ККД.

Діагональні вентилятори займають проміжне положення між осьовими та радіальними. Потік від робочого колеса надходить до статорних лопаток, зберігаючи осьову спрямованість, або виводиться у спіральний корпус через вихідний патрубок.

У радіальних вентиляторах передача енергії газу здійснюється у радіальному напрямку. Підвід повітря до робочого колеса є осьовим, але у вхідній зоні колеса він змінюється на радіальний.

В осьово-радіальних вентиляторах енергія передається газу за рахунок довгої лопатки, яка в початковій частині працює як осьова, а в подальшій — як радіальна. Завдяки крутим лопаткам у таких вентиляторах не спостерігається налипання пилу, що робить їх придатними для пневмотранспортування легких твердих матеріалів.

Периферійні вентилятори забезпечують значні прирости тиску при малих витратах повітря. Вони створюють рух у численних каналах, розташованих радіально вздовж обода, де газ багаторазово прискорюється.

Дискові вентилятори складаються з пакета дисків (близько 20), розташованих на невеликій відстані один від одного. Повітря надходить у канали між дисками по осі, а потім, завдяки тертю об поверхню дисків, переміщується до корпусу.

Поперечні (кросфлоу) вентилятори поєднують доцентровий і відцентровий рух газу. Передана до вала енергія переходить у динамічний тиск, тому такі вентилятори працюють у системах із каналами, які пригнічують швидкість потоку (наприклад у тепловентиляторах).

Для правильного вибору вентилятора необхідно чітко визначити вимоги до системи, умови експлуатації, параметри потоку повітря, температурні режими та характеристики газового середовища. Крім того, значну роль відіграють економічні та експлуатаційні фактори: вартість обладнання, матеріали, термін служби, простір для монтажу, умови обслуговування, система приводу та робочий діапазон параметрів.

1.4 Висновки з розділу

1. Проведений аналіз засвідчує, що якість посівного матеріалу безпосередньо залежить від ефективності технологічних операцій очищення та сепарації. Для селекційних і добазових ланок особливо важливими є висока сортова чистота, мінімальні технологічні втрати та недопущення змішування різних форм насіння. Вимоги до точності обробки тут значно вищі, ніж у промисловому насінництві. Сучасні технологічні лінії об'єднують комплекс обладнання, яке розділяє насінневий матеріал за різними фізико-механічними показниками. Ефективність лінії визначається правильним поєднанням операцій, адже надмірне або недостатнє очищення знижує якість кінцевого матеріалу та збільшує втрати. Важливо забезпечити повне очищення машин від залишків попередніх партій, рівномірну подачу та стабільність режимів роботи.

2. Аеродинамічні сепаратори забезпечують поділ насіння за різницею у швидкості переміщення частинок у повітряному потоці, проте ефективність їх

роботи значною мірою залежить від рівномірності цього потоку та раціональної геометрії каналу. Вертикальні та кільцеві канали залишаються найперспективнішими завдяки кращому формуванню швидкісного поля, тоді як сучасні інновації спрямовані на застосування стабілізаторів і адаптивних систем керування, що підвищують точність сепарації та забезпечують отримання високоякісного насіння.

3. Аналіз конструкцій вентиляторів показує, що вибір оптимального типу залежить від необхідного тиску, продуктивності, умов експлуатації та особливостей повітряного потоку: радіальні вентилятори забезпечують високий тиск, осьові – високу ефективність, а діагональні та комбіновані конструкції поєднують їхні переваги; тому раціональний підбір робочого колеса та геометрії потоку є ключем до ефективної та енергоощадної роботи вентиляційних систем.

2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ

2.1 Аналітичні дослідження процесу аеродинамічної сепарації насіння горизонтальним повітряним потоком

Аеродинамічна сепарація насінневих матеріалів ґрунтується на різниці сил, що діють на частинки при русі в повітряному потоці. Для суміші насіння соняшнику різної маси (повноцінне, щупле, биті частинки, домішки оболонки) відмінність у масі, розмірах та аеродинамічних характеристиках призводить до різної поведінки частинок у горизонтальному повітряному потоці.

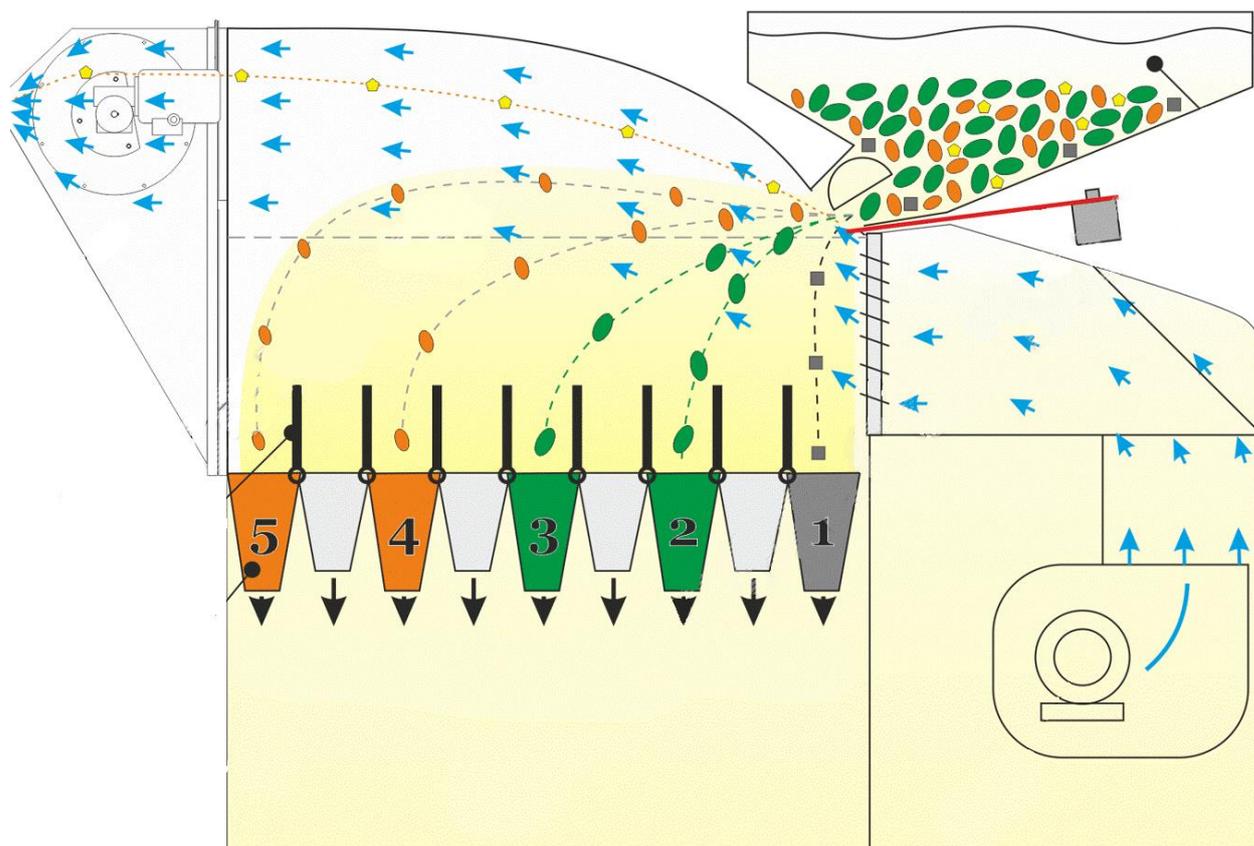


Рисунок 2.1 – Схема аеродинамічного сепаратора із горизонтальним повітряним потоком

Це дозволяє розділяти суміш на фракції відповідно до густини, маси та аеродинамічного опору.

Процес руху частинки у повітряному потоці визначається дією таких сил:

- сили ваги

$$\vec{G} = m\vec{g}; \quad (2.1)$$

- сили аеродинамічного опору

$$\vec{F}_d = \frac{1}{2} C_d \rho_a A (v_a - v)^2 \cdot \text{sign}(v_a - v); \quad (2.2)$$

- підйомної сили (актуально для частинок обтічної форми)

$$\vec{F}_l = \frac{1}{2} C_l \rho_a A (v_a - v)^2; \quad (2.3)$$

- сили Архімеда

$$\vec{F}_b = \rho_a V g, \quad (2.4)$$

де m – маса частинки; V – її об'єм; ρ_a – густина повітря; A – проекційна площа; C_d , C_l – коефіцієнти опору і підйому; v_a – швидкість повітряного потоку; v – миттєва швидкість частинки.

Для насіння соняшнику коефіцієнт опору зазвичай лежить у межах ($C_d = 0.6 \dots 1.2$), залежно від положення частинки у потоці.

Рівняння руху в горизонтальному повітряному потоці. Оскільки повітряний потік горизонтальний, вісь x відповідає напрямку потоку. Вісь y – вертикальна, проти сили тяжіння.

Проекції рівнянь руху. Сумарна сила:

$$\vec{F} = m \frac{d\vec{v}}{dt}. \quad (2.5)$$

По осі x (горизонтальний рух):

$$m \frac{dv_x}{dt} = \frac{1}{2} C_d \rho_a A (v_a - v_x) |v_a - v_x|. \quad (2.6)$$

По осі y (вертикальний рух):

$$m \frac{dv_y}{dt} = -mg + \rho_a V g + F_{d,y}, \quad (2.7)$$

де $F_{d,y}$ – вертикальна складова сили опору.

У більшості моделей її визначають як:

$$F_{d,y} = \frac{1}{2} C_d \rho_a A (-v_y |v_y|). \quad (2.8)$$

Спрощена модель для дрібних частинок. Для частинок малого розміру та низьких швидкостей швидкість повітря зазвичай значно перевищує швидкість частинки у горизонтальному напрямку:

$$v_a \gg v_x, \quad (2.9)$$

що дозволяє спростити рівняння:

$$\frac{dv_x}{dt} = k_x, \quad k_x = \frac{1}{2m} C_d \rho_a A v_a^2. \quad (2.10)$$

Тоді

$$v_x(t) = k_x t, \quad x(t) = \frac{1}{2} k_x t^2. \quad (2.11)$$

Рівняння вертикального руху. Введемо ефективну силу тяжіння:

$$g_{\text{ef}} = g \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_s} \right), \quad (2.12)$$

де $\rho_s = m/V$ – густина насінини.

Рівняння (2.7) із (2.8):

$$m \frac{dv_y}{dt} = -mg_{\text{ef}} - \frac{1}{2} C_d \rho_a A v_y |v_y|. \quad (2.13)$$

Для відносно малих швидкостей (доки частинка не досягла термінальної швидкості), приймаємо лінійний опір Стокса:

$$F_d = kv_y, \quad k = 3\pi\mu d, \quad (2.14)$$

де d – діаметр частинки.

Отримуємо:

$$m \frac{dv_y}{dt} = -mg_{\text{ef}} - kv_y. \quad (2.15)$$

Розв'язок:

$$v_y(t) = -\frac{mg_{\text{эф}}}{k} \left(1 - e^{-\frac{k}{m}t} \right). \quad (2.16)$$

$$y(t) = -\frac{mg_{\text{эф}}}{k} \left(t + \frac{m}{k} (e^{-\frac{k}{m}t} - 1) \right). \quad (2.17)$$

Траєкторія руху частинки насіння. Параметрична форма:

$$x(t) = \frac{1}{2}k_x t^2, \quad y(t) = y_0 + y(t), \quad (2.18)$$

де y_0 – початкова висота.

Виключивши параметр (t) , отримуємо рівняння траєкторії:

$$t = \sqrt{\frac{2x}{k_x}}, \quad (2.19)$$

і

$$y(x) = y_0 - \frac{mg_{\text{эф}}}{k} \left(\sqrt{\frac{2x}{k_x}} + \frac{m}{k} \left[e^{-\frac{k}{m}\sqrt{\frac{2x}{k_x}}} - 1 \right] \right). \quad (2.20)$$

Формула (2.19) – аналітичне рівняння траєкторії насінини в горизонтальному потоці повітря.

Порівняння траєкторій частинок різної маси. Для двох частинок:

- «важке» повноцінне насіння: маса 60–80 мг, густина $\rho_1 \approx 1150$ кг/м³;
- «легке» або порожнисте: маса 20–30 мг, густина $\rho_2 \approx 450$ –700 кг/м³.

Вплив маси на горизонтальний рух

$$k_x = \frac{1}{2m} C_d \rho_a A v_a^2. \quad (2.21)$$

Для важчих частинок:

$$k_{x1} \ll k_{x2}, \quad (2.22)$$

тобто легкі частинки набирають швидкість швидше та відлітають далі.

Вплив густини на вертикальний рух. З формули:

$$g_{\text{эф}} = g \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_s} \right). \quad (2.23)$$

Для легких частинок:

$$g_{\text{эф},2} \square g_{\text{эф},1}. \quad (2.24)$$

Отже:

- легкі частинки опускаються повільніше;
- їх траєкторія більш полого;
- зона виносу значно більша.

Гранична швидкість повітря для поділу частинок. Умова відриву насінини від поверхні:

$$F_d \geq G - F_b. \quad (2.25)$$

Підставимо:

$$\frac{1}{2} C_d \rho_a A v_a^2 \geq mg \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_s} \right). \quad (2.26)$$

Звідси швидкість відриву:

$$v_{a,\text{кр}} = \sqrt{\frac{2mg(1 - \frac{\rho_a}{\rho_s})}{C_d \rho_a A}}. \quad (2.27)$$

Для легких частинок:

$$v_{a,\text{кр},2} \square v_{a,\text{кр},1}, \quad (2.28)$$

що забезпечує їх селективний виніс із сепараційного каналу.

Аналітичні залежності для визначення зон виносу. Нехай висота від робочої поверхні до верхнього приймального лотка Н.

Знайдемо час падіння частинки до рівня ($y(t)=0$). З рівняння (2.17):

$$y(t_{\text{п}}) = 0. \quad (2.29)$$

Час падіння після чисельного розв'язку:

$$t_{\text{п}} \approx \frac{m}{k} \ln \left(1 + \frac{kH}{mg_{\text{эф}}} \right). \quad (2.30)$$

Тоді горизонтальна дальність:

$$X = \frac{1}{2} k_x t_{\text{п}}^2. \quad (2.31)$$

Для двох частинок:

$$X_1 < X_2. \quad (2.32)$$

Різниця:

$$\Delta X = X_2 - X_1, \quad (2.33)$$

визначає відстань між приймальними лотками.

Узагальнена модель сепарації. Сепарація можлива, якщо:

$$\Delta X \geq b, \quad (2.34)$$

де b – мінімальна технологічна ширина між фракційними каналами.

Після підстановки (2.31) та (2.30) отримуємо:

$$\frac{1}{2}k_x \left[\frac{m_2}{k_2} \ln \left(1 + \frac{k_2 H}{m_2 g_{\text{до},2}} \right) \right]^2 - \frac{1}{2}k_x \left[\frac{m_1}{k_1} \ln \left(1 + \frac{k_1 H}{m_1 g_{\text{до},1}} \right) \right]^2 \geq b. \quad (2.35)$$

Ця нерівність визначає мінімальні параметри потоку, необхідні для надійного розділення насіння.

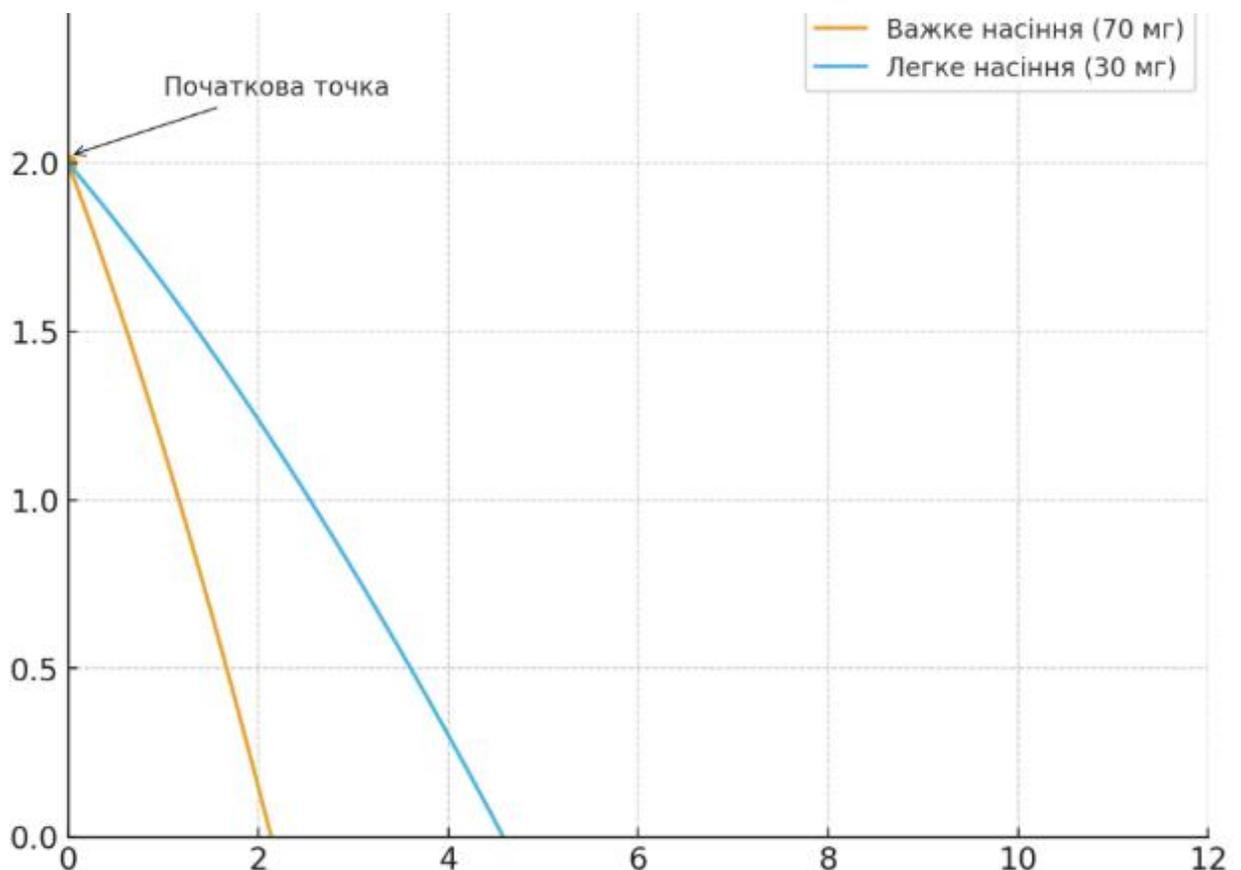


Рисунок 2.2 – Траєкторії руху частинок насінневої суміші $y(x)$ в м

2.2 Розрахунок параметрів відцентрового вентилятора

Для стійкої та ефективної роботи аеродинамічного сепаратора необхідно забезпечити відповідні параметри відцентрового вентилятора – такі як подача повітря, статичний і загальний тиск, частота обертів, конструкція лопаток і ступінь їх нахилу, енерговитрати та керованість системи. Підбір і регулювання цих параметрів повинні враховувати фізичні властивості насіння (маса, форма, розміри, густина), режим подачі матеріалу, допустимий вміст домішок і вимоги до продуктивності та якості сепарації.

Для проведення подальших віртуальних експериментів необхідно мати тривимірну геометричну модель досліджуваного вентилятора. Тому конструкцію відцентрового вентилятора було змодельовано у середовищі NX. Геометрія моделі складається з двох основних частин: робочого колеса та кожуха. Базові розміри були взяті за конструктивними параметрами продукції Ziehl-Abegg, проте в цьому дослідженні всі лінійні розміри збільшені у два рази, щоб адаптувати вентилятор до підвищених витрат повітря в аеродинамічному сепараторі насіння.

Кожух відцентрового вентилятора має змінний радіус, розміри якого визначаються згідно з рекомендаціями довідника Frank P. Bleier's Fan Handbook. У цьому довіднику наведено діаграму, що визначає залежність між діаметром робочого колеса (d_1) та четвертними радіусами спірального кожуха вентилятора. Центри кривизни огибаючої спіралі розташовані на відстані понад $0,0625 d_1$ від початку координат. Радіуси кривизни для чвертей (починаючи від вихідного каналу) становлять $0,712d_1$, $0,837d_1$ та $0,962d_1$. З метою забезпечення плавного відведення повітря зовнішній периметр переходить без зламів.

У базовій конструкції висота корпусу вентилятора становила 86 мм, а ширина вихідного каналу – 94 мм; відповідно в адаптованій моделі для аеродинамічного сепаратора ці розміри збільшено удвічі – 172 мм та 188 мм. На Рис. 2.3 наведено порівняння типової геометрії робочого колеса та корпусу з масштабованою конструкцією, використаною в цьому дослідженні.

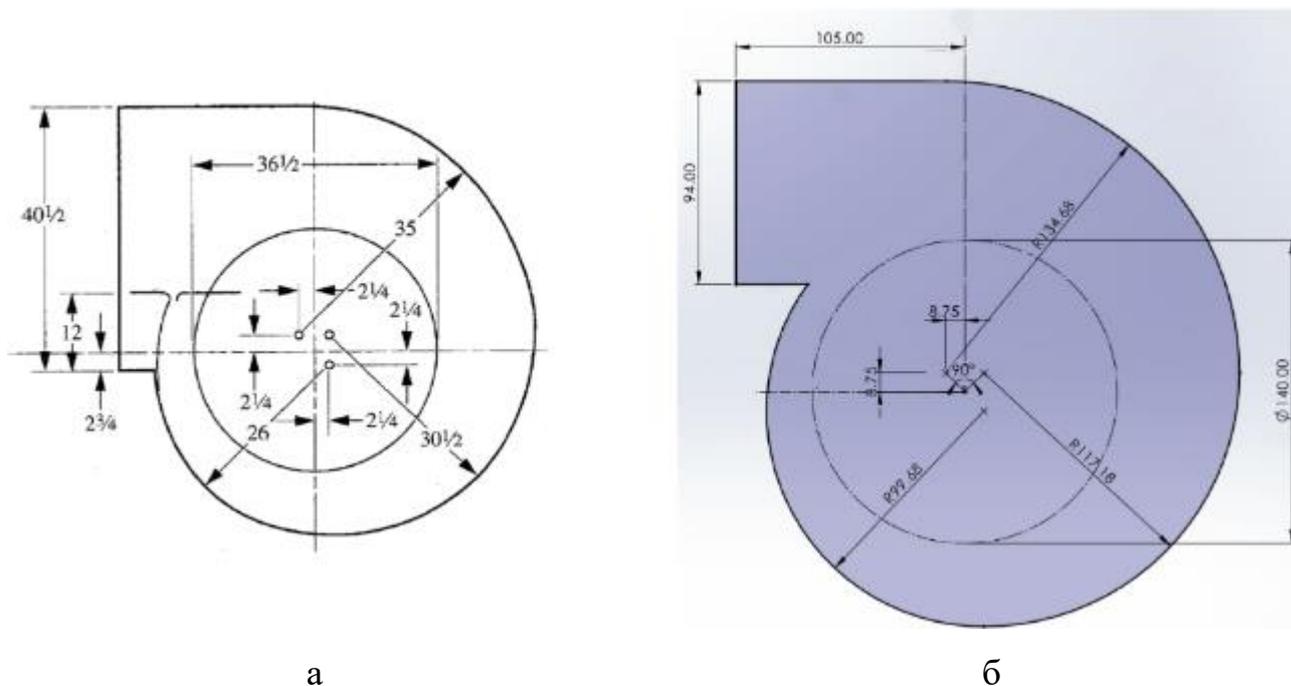


Рисунок 2.3 – Геометрія: (а) є типовим прикладом, а (б) представляє вентилятор, використаний у цій роботі

Геометрія робочого колеса. Модель робочого колеса складається з верхнього та нижнього дисків, між якими розташовано 33 лопатки. У вихідному варіанті загальна висота колеса дорівнювала 60 мм, тому у масштабованій моделі вона становить 120 мм. Геометричні параметри діаметрів колеса D_1 та D_2 у вихідній конструкції були 116 мм та 140 мм відповідно; у цьому дослідженні значення подвоєно:

$$D_1 = 232 \text{ мм}, \quad D_2 = 280 \text{ мм} \quad (2.36)$$

Оскільки діаметри є фіксованими величинами, оптимізація проводилася за геометричними параметрами лопаток, зокрема за кутами їх входу β_1 та виходу β_2 . Ці кути були включені до параметричної моделі та могли змінюватися у відповідному діапазоні під час пошуку оптимальної форми профілю лопатки (рис. 2.4).

Для забезпечення коректних граничних умов роботи вентилятора була побудована 3D-модель електронно-комутаторного (ЕС) двигуна, згідно з каталогом Ziehl-Abegg. Двигун моделюється як зовнішньороторний, що

відповідає конструктивній схемі реальних вентиляторів, застосовуваних у вентиляційних системах та аеродинамічних сепараторах.

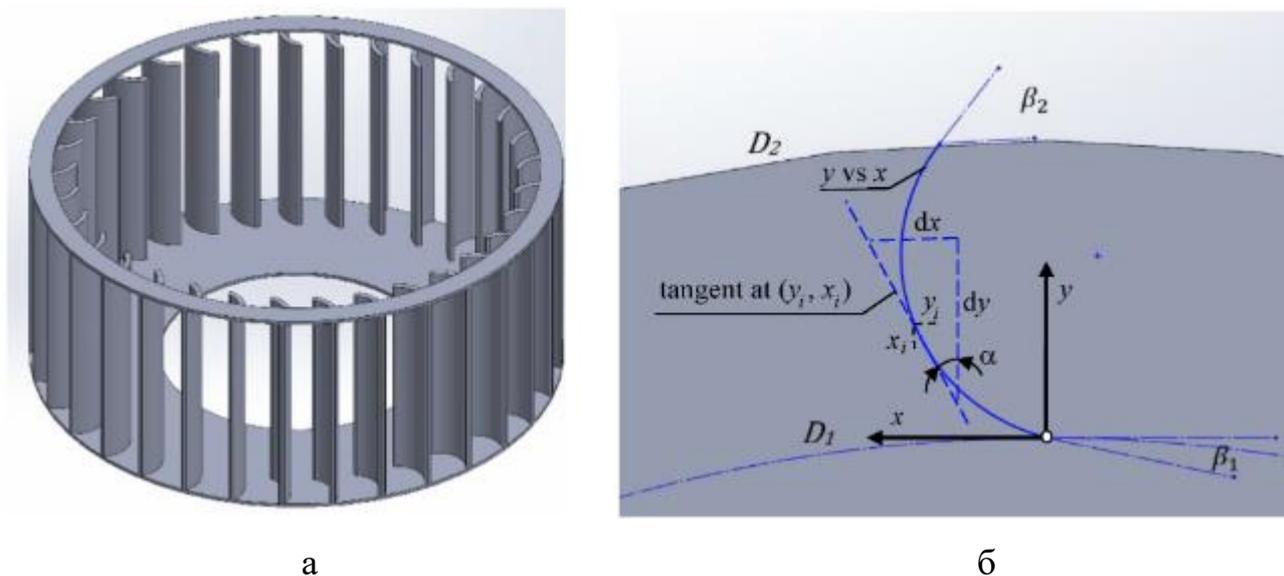


Рисунок 2.4 – Геометрія лопаті вентилятора: (а) 3D-модель; (б) змінні конструкції геометрії лопаті

Після створення всіх компонентів було зібрано загальну модель відцентрового вентилятора, що використовується для чисельного CFD-моделювання.

Параметри лопаток та критерії оптимізації. Основними змінними параметрами форми лопатки є кути її передньої і задньої кромки – β_1 та β_2 . Для вентиляторів із загнутими вперед лопатками, які використовуються в аеродинамічних сепараторах, встановлюється вимога:

$$\beta_1 < 90^\circ, \quad \beta_2 < 90^\circ. \quad (2.37)$$

Оптимізація виконувалась у два етапи: спочатку визначався робочий діапазон параметрів за результатами побудови трикутників швидкостей перед лопаткою, потім – шляхом перебору варіантів геометрії. Було протестовано понад 1000 модифікованих імпелерів. Ефективність кожного варіанту обчислювалася на заданих робочих точках, після чого визначались конструкції з найбільшим загальним ККД.

Перша робоча точка відповідає режиму максимальної подачі повітря при швидкості обертання 1930 об/хв (без статичного опору). У цьому режимі вентилятори з лопатками, загнутими вперед, споживають найбільшу потужність. Найефективнішим вважався варіант із максимальним ККД в діапазоні кутів ($0^\circ \leq \beta_1, \beta_2 < 90^\circ$).

Параметр β_1 визначався шляхом узгодження кута передньої кромки з напрямком вхідного вектора швидкості повітря. Параметр β_2 аналітично визначити неможливо через залежність напрямку вихідного потоку від форми задньої кромки. Для цього параметра необхідно враховувати коефіцієнти втрат у каналі лопатки, які можуть бути визначені лише експериментально.

Побудова рівняння профілю лопатки. Повітря засмоктується з центральної зони і рухається між лопатками до периферії під дією відцентрової сили. Розглянемо рух повітря у каналі однієї лопатки. У цьому дослідженні прийнято припущення, що поле швидкості є дотичним до профілю лопатки в її початковій точці (ідеалізація без урахування відриву та пограничного шару).

Для подальшої оптимізації профілю лопатки вводиться декартова система координат (x, y) , у якій точка початку профілю лежить на осі (y) . Профіль лопатки описується гладкою функцією:

$$x = F(y), \quad (2.38)$$

а прискорення потоку вздовж профілю дорівнює сумі нормальної та дотичної складових.

$$a_n = \omega^2 \cdot \rho \cdot (\cos \alpha, \sin \alpha) = \frac{v^2}{\rho} \cdot (\cos \alpha, \sin \alpha) \quad (2.39)$$

$$a_t = \varepsilon \cdot \rho \cdot (\cos \alpha, \sin \alpha) = \dot{v} \cdot (\cos \alpha, \sin \alpha) \quad (2.40)$$

$$a = a_n + a_t \quad (2.41)$$

$$\ddot{x} = \dot{v} \sin \alpha + \frac{v^2}{\rho} \cos \alpha \quad (2.42)$$

де v – миттєва швидкість у визначеній системі координат, ρ – радіус кривизни, ω – кутова швидкість, ε – кутове прискорення.

Похідні гладкої функції $x = F(y)$ необхідно визначити для вираження швидкості та прискорення:

$$\dot{x} = \dot{F}(y)\dot{y} \quad (2.43)$$

$$\ddot{x} = \ddot{F}(y) \cdot \dot{y}^2 + \dot{F}(y) \cdot \ddot{y} \quad (2.44)$$

де перша і друга похідні відповідають швидкості та прискоренню відповідно.

$$v^2 = \dot{x}^2 + \dot{y}^2 = (1 + F^2(y)) \cdot \dot{y}^2 \quad (2.45)$$

$$2 \cdot v \cdot \dot{v} = 2 \cdot \dot{F}(y) \cdot \ddot{F}(y) \cdot \dot{y}^3 + 2 \cdot (1 + \dot{F}^2(y)) \cdot \dot{y} \cdot \ddot{y} \quad (2.46)$$

Якщо $\tan \alpha = -F(y)$, то простий тригонометричний вираз для кута α має вигляд:

$$\frac{\tan \alpha}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}} = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha}} = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{|\cos \alpha|} = \frac{\sin \alpha \cdot |\cos \alpha|}{\cos \alpha} = \sin \alpha = -\frac{\dot{F}(y)}{\sqrt{1 + \dot{F}^2(y)}} \quad (2.47)$$

$$\sqrt{1 + \tan^2 \alpha} = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \alpha} + \frac{\sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha}} = \frac{1}{|\cos \alpha|} = \cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \dot{F}^2(y)}} \quad (2.48)$$

Ці визначення та припущення, що $\ddot{F}(y) > 0$, дозволяють перетворити рівняння (2.44) наступним чином:

$$\dot{F}(y) \cdot (1 + \dot{F}^2(y)) \cdot \ddot{y} + \dot{F}^2(y) \cdot \ddot{F}(y) \cdot \dot{y}^2 = 0 \quad (2.49)$$

У точках, де швидкість дорівнює нулю або $\dot{F}(y) = 0$, рівняння (2.49) задовольняється; тому, у точках, де $\dot{F}(y) \neq 0$, рівняння набуває вигляду:

$$(1 + \dot{F}^2(y)) \cdot \ddot{y} + \dot{F}(y) \cdot \ddot{F}(y) \cdot \dot{y}^2 = 0 \quad (2.50)$$

Рівняння (2.50) є нелінійним диференціальним рівнянням і може застосовуватися у двох випадках. У першому випадку, якщо профіль лопаті задано функцією $F(y)$, то використовуючи останнє рівняння, можна розрахувати закон руху $y = y(t)$ вздовж боку лопаті. У другому випадку, при заданому конкретному русі $y(t)$, рівняння дозволяє розрахувати сам профіль лопаті $F(y)$.

Визначення задачі оптимізації. Для оптимізації необхідно задати конкретний закон руху $y = y(t)$, щоб досягти максимальної ефективності

вентилятора; тому граничні умови g і h є обов'язковими і повинні бути визначені:

$$y = g(y) \quad (2.51)$$

$$\ddot{y} = \dot{g}(y) \cdot g(y) \quad (2.52)$$

Для геометричних припущень граничну умову можна визначити як $F(h) = 0$, де $(0, h)$ – координати початкової точки лопаті. Похідна граничної умови $\dot{F}(y, h) = c_0$ впливає з фізичного припущення щодо дотичного потоку на початку лопаті. Кут нахилу потоку на вході робочого колеса позначено як c_0 . Ці умови дозволяють сформулювати диференціальну задачу оптимізації наступним чином:

$$\begin{aligned} \dot{g}(y) \cdot g(y) \cdot (1 + \dot{F}^2(y)) + g^2(y) \cdot \dot{F}(y) \cdot \ddot{F}(y) &= 0, \\ F(h) &= 0, \\ \dot{F}(y, h) &= 0. \end{aligned} \quad (2.53)$$

Граничні умови можуть бути спрощені, якщо лопать має нульову кривизну ($\ddot{F}(y) = 0$ для всіх точок). Тоді з рівняння (2.52) отримаємо:

$$\dot{g}(y) \cdot g(y) \cdot (1 + \dot{F}^2(y)) = 0 \quad (2.54)$$

Очевидно, що $\dot{g}(y) = 0$ для всіх точок, тобто $y(t) = At + B$ і $\ddot{y} = 0$. Якщо $y(t)$ є лінійною функцією часу, то гранична умова $g(y) = 0$ для всіх точок і диференціальна формула стає:

$$g^2(y) \cdot \dot{F}(y) \cdot \ddot{F}(y) = 0 \quad (2.55)$$

Отже, $\ddot{F}(y) = 0$, і з рівняння (2.43) випливає, що $x(t)$ також є лінійним. Це дозволяє оптимізацію з урахуванням постійної швидкості вздовж напрямку потоку.

За принципом суперпозиції та фіксації лопаті, потік на передньому краї лопаті ω_1 можна описати через центробіжну c_1 та дотичну u_1 складові швидкості. Якщо досліджуване робоче колесо має умови, подібні до продукту виробника Ziehl-Abegg, то витрата повітря вентилятора v_p у цьому каналі визначається рівнянням (2.55), де площа всмоктуючого каналу A_p і кількість

повітря, що нагнітається вентилятором Ziehl-Abegg у робочій точці Q_p , виражаються наступним чином:

$$v_{pi} = \frac{Q_{pi}}{A_p} \quad (2.56)$$

$$v_{pi} = \frac{Q_{pi}}{A_p} = 13.15 \text{ м/с}$$

При застосуванні виразу неперервності потоку встановлюється взаємозв'язок між швидкістю v_{pi} та площею A_p вхідного каналу та між центробіжною швидкістю c_i на передньому краї робочого колеса і площею A_1 на периметрі D_1 . Компоненти векторів швидкості потоку на передньому краї лопаті визначаються так:

$$\frac{A_1}{A_p} = \frac{v_{pi}}{c_i} \quad (2.57)$$

$$c_i = \frac{A_p \cdot v_{pi}}{A_1} \quad (2.58)$$

Під час розрахунку площі каналу на D_1 частина каналу, заблокована лопатями, не враховується, оскільки розрахунки використовуються лише для зменшення області пошуку. Далі компонент вектора швидкості потоку в дотичному напрямку u_1 щодо D_1 обчислюється так:

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \omega}{2} \quad (2.59)$$

Знаючи обидві компоненти вектора швидкості, передній край лопаті можна виразити через β_1 :

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_1}{u_1} = 29.3^\circ \quad (2.60)$$

Ці обчислення та припущення дозволяють зменшити розмір області пошуку для початкових симуляцій. Для виявлення оптимального профілю робочого колеса проводиться параметричний аналіз із генерацією різних тестових вентиляторів, змінюючи параметри відповідно до таблиці.

Мета дослідження – перевірити, чи відрізняються криві продуктивності оптимізованих робочих коліс вентилятора при двох конкретних робочих точках. Різні режими роботи призводять до зміни геометрії, що відображається на кривих продуктивності. Такі зміни визначаються тим, що при зміні режиму роботи вектори швидкості повітряного потоку навколо лопаті перерозподіляються, тобто змінюються компоненти трикутника швидкостей і кут, під яким лопать орієнтована до потоку. Для перевірки цієї гіпотези встановлюють 2 робочі точки (DP): (1) робочий переріз максимальної навантаженості та максимального споживання потужності (1-а DP) та (2) робочий діапазон максимальної повної ефективності вентилятора (2-а DP) (рисунок 2.5).

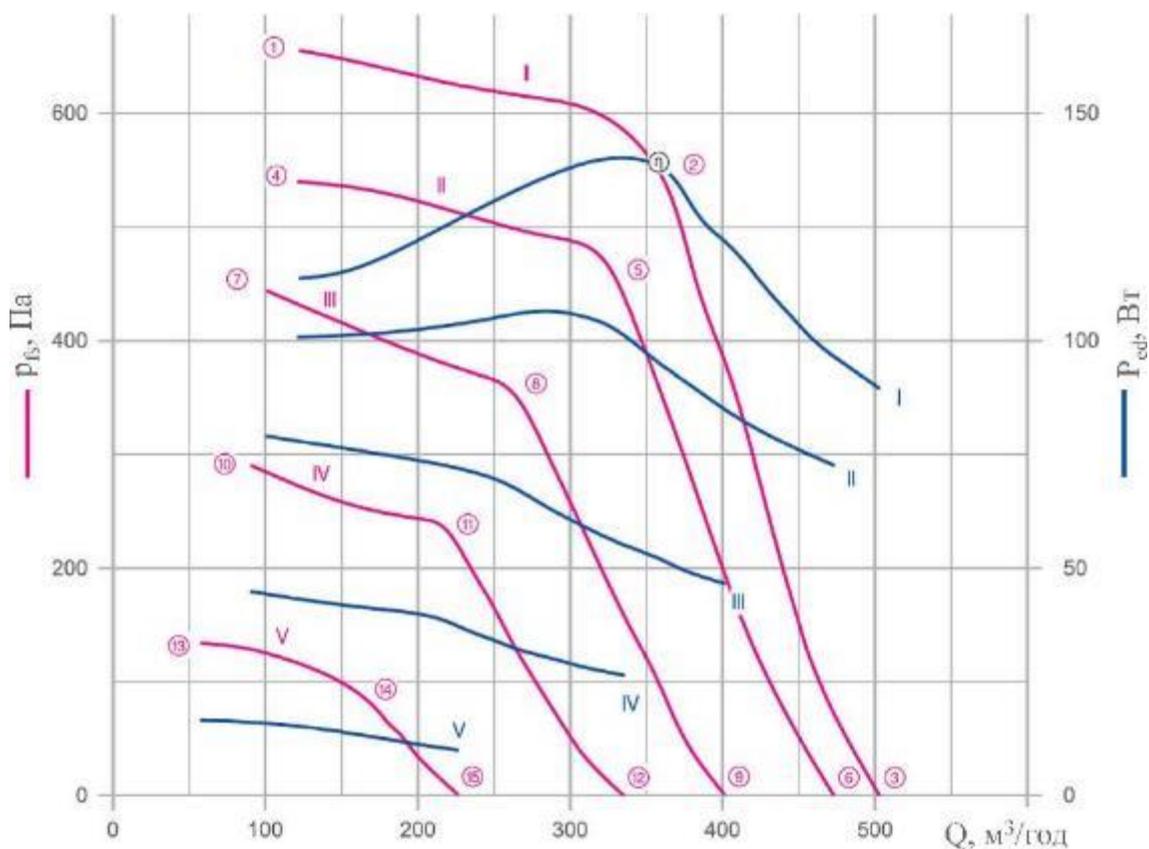


Рисунок 2.4 – Типові криві продуктивності за стандартом ANSI/AMCA 210-16:

I – залежність споживаної потужності від витрати; II – залежність повного тиску від витрати; III – зміна статичного тиску на виході; IV – залежність повної ефективності від витрати; V – залежність статичної ефективності від витрати. Тут контрольні точки пронумеровані від 1 до 15

2.3 Дослідження робочих кривих вентилятора

Метою цього дослідження є визначення впливу точок оптимізації на робочі криві вентилятора; тому в цьому розділі проводяться віртуальні випробування з оптимізованими робочими колесами. Визначаються криві залежності продуктивності та ефективності від витрати повітря для обох оптимізованих вентиляторів. Параметри розраховуються при кутових швидкостях 1500, 2000 та 2500 об/хв, оскільки це типові режими роботи вентиляторів з робочими колесами діаметром 140 мм. Криві визначаються при температурі навколишнього повітря 20,05 °С та тиску 101 325 Па на стороні всмоктування вентилятора.

Методика, наведена в аеродинамічних випробуваннях вентиляторів за стандартом ANSI/AMCA 210-16, використовується для визначення робочих кривих. Віртуальні випробування проводяться шляхом збільшення опору системи (статичний тиск) та фіксації робочих параметрів вентилятора при обраній кутовій швидкості. На кожній точці робочої кривої розраховуються параметри ефективності вентилятора, що дозволяє контролювати вплив геометричних параметрів.

Після оптимізації геометрії для першої точки (DP) встановлено, що робоче колесо з геометричними параметрами $\beta_1 = 15^\circ$ та $\beta_2 = 89^\circ$ працює найефективніше в цьому режимі. Для вентилятора з цими параметрами визначаються криві продуктивності та ефективності.

Крива продуктивності показує робочий діапазон вентилятора, а також кількість повітряного потоку при певному прирості тиску (опорі) системи. На представлених графіках по горизонтальній осі X відображено витрату повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), створювану вентилятором, а по вертикальній осі Y – збільшення статичного тиску системи (Па). Ці характеристичні криві визначені для різних кутових швидкостей: 1500, 2000 та 2500 об/хв. Ці швидкості обрані відповідно до робочих режимів реальних вентиляторів з робочими колесами діаметром 140 мм.

Зі збільшенням кутової швидкості підвищується як витрата повітря, так і максимальний статичний тиск, створюваний вентилятором. Відповідно до законів вентиляторів, витрата повітря прямо пропорційна зміні кутової швидкості. Також спостерігається квадратична залежність між статичним тиском та кутовою швидкістю при різних робочих точках. На отриманому графіку під час віртуальних випробувань видно, що симуляції потоку виконані правильно і відображають залежності фізичних випробувань.

З отриманих результатів видно, що вентилятор при першій DP може створювати витрати повітря 205, 273 та 345 м³/год при кутових швидкостях 1500, 2000 та 2500 об/хв відповідно. Ці точки описують граничні режими роботи, оскільки пристрій працює лише за відсутності опору системи. Максимальні тиски, що створюються вентилятором, досягають 51,5, 99 та 145,5 Па відповідно.

На всіх кривих продуктивності (рисунок 2.5) можна спостерігати нестабільну зону режиму роботи. У цій зоні крива вентилятора стає плоскою, тому навіть мінімальна зміна тиску системи значно впливає на витрату повітря. Під час роботи в цьому режимі збільшується кількість вібрацій, а ефективність пристрою знижується.

Крива ефективності вентилятора визначає, як вентилятор може забезпечити витрату повітря при певному опорі системи. На графіках по горизонтальній осі X показано витрату повітря (м³/год), а по вертикальній осі Y – статичну ефективність (%) за попередньо обговореними рівняннями. Отримані дані показують, що максимальна ефективність вентилятора, оптимізованого при першій DP, досягає 43,2, 45,6 та 46,2 % при роботі пристрою на кутових швидкостях 1500, 2000 та 2500 об/хв відповідно. Також видно, що зі збільшенням кутової швидкості вентилятора максимальна статична ефективність зростає.

Криві продуктивності та ефективності слід аналізувати разом, оскільки їхні точки можна описати за трьома координатами: витрата повітря, тиск та ефективність. Статична ефективність вентилятора дорівнює 0 % при

максимальній витраті повітря за опору системи 0 Па. Зі збільшенням тиску системи ефективність зростає до досягнення максимального значення. При подальшому збільшенні опору вентилятор входить у нестабільну зону роботи, де статична ефективність починає знижуватися до 0 %. У цій граничній точці вентилятор більше не створює потік повітря, а лише підтримує підвищення тиску в системі.

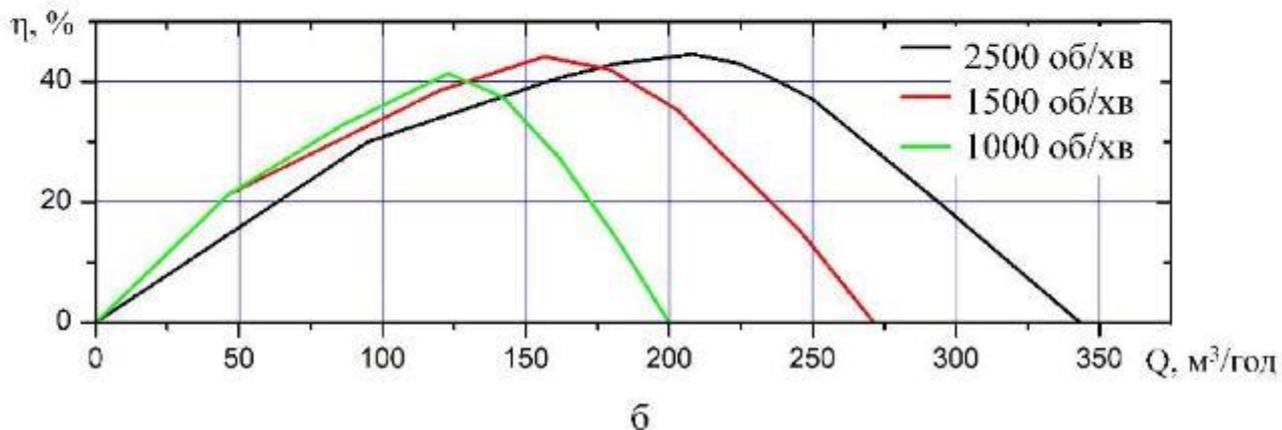
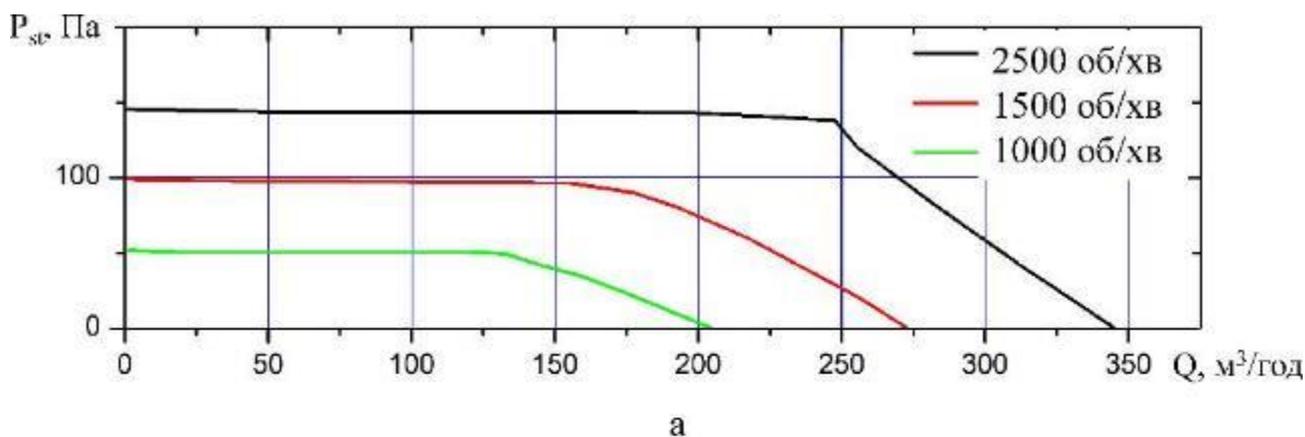


Рисунок 2.5 – Робочі параметри оптимізованого робочого колеса при 1-й точці оптимізації (DP): (а) продуктивність; (б) статична ефективність.

Об'єднуючи графіки продуктивності та ефективності, можна визначити точний режим роботи найбільш ефективного вентилятора. Вентилятор при першій DP з кутовою швидкістю 1500 об/хв працює найефективніше при витраті 125 м³/год за опору системи 50,25 Па. При 2000 об/хв максимальна теоретична ефективність досягається за тиску 96,5 Па та витрати повітря 155 м³/год. При максимальній випробуваній кутовій швидкості (2500 об/хв)

вентилятор досягає максимальної ефективності за опору системи 143,15 Па, створюючи витрату 198 м³/год.

Після вибору оптимальних геометричних параметрів для другої точки оптимізації (DP) встановлено, що робоче колесо з геометричними параметрами $\beta_1=12^\circ$ та $\beta_2=88^\circ$ працює найефективніше. Для вентилятора з цими параметрами лопатей визначаються криві продуктивності та ефективності.

Характеристики вентилятора другої DP визначаються аналогічно кривим вентилятора при першій DP із використанням програмного забезпечення NX. У віртуальній обчислювальній області змінюється приріст тиску системи, фіксуючи залежність потоку в кожній точці.

Визначені криві продуктивності (рисунок 2.6) показують витрату повітря (м³/год), створювану вентилятором, по горизонтальній осі X, та статичний опір системи (Па) по вертикальній осі Y. З отриманих робочих кривих видно, що максимальна витрата повітря, створювана вентилятором при другій DP, досягає 200, 271 та 343 м³/год при кутових швидкостях 1500, 2000 та 2500 об/хв відповідно. Максимальний статичний тиск, який розвиває цей вентилятор, становить 50 Па при 1500 об/хв та 94,5 і 143,5 Па при 2000 та 2500 об/хв відповідно.

Під час віртуальних випробувань фіксується споживана потужність вентилятора, а на кожній точці розраховується статична ефективність. На графіку, представленим на рисунку 2.6, а, показана залежність статичної ефективності від витрати повітря. По горизонтальній осі X відображено витрату повітря (м³/год), а по вертикальній осі Y – статичну ефективність (%). Встановлено, що при кутовій швидкості 1500 об/хв максимальна статична ефективність вентилятора досягає 41,3 %, а при 2000 та 2500 об/хв – 44,1 та 44,5 % відповідно.

Слід зазначити, що зі збільшенням кутової швидкості зростає й максимальна ефективність. Пік статичної ефективності збільшується на 2,8 % – з 41,3 до 44,1 % при зміні швидкості з 1500 до 2000 об/хв. При зміні кутової швидкості з 2000 до 2500 об/хв приріст ефективності знижується до 0,4 %.

Таким чином, не можна стверджувати про пряму залежність між збільшенням кутової швидкості та статичною ефективністю.

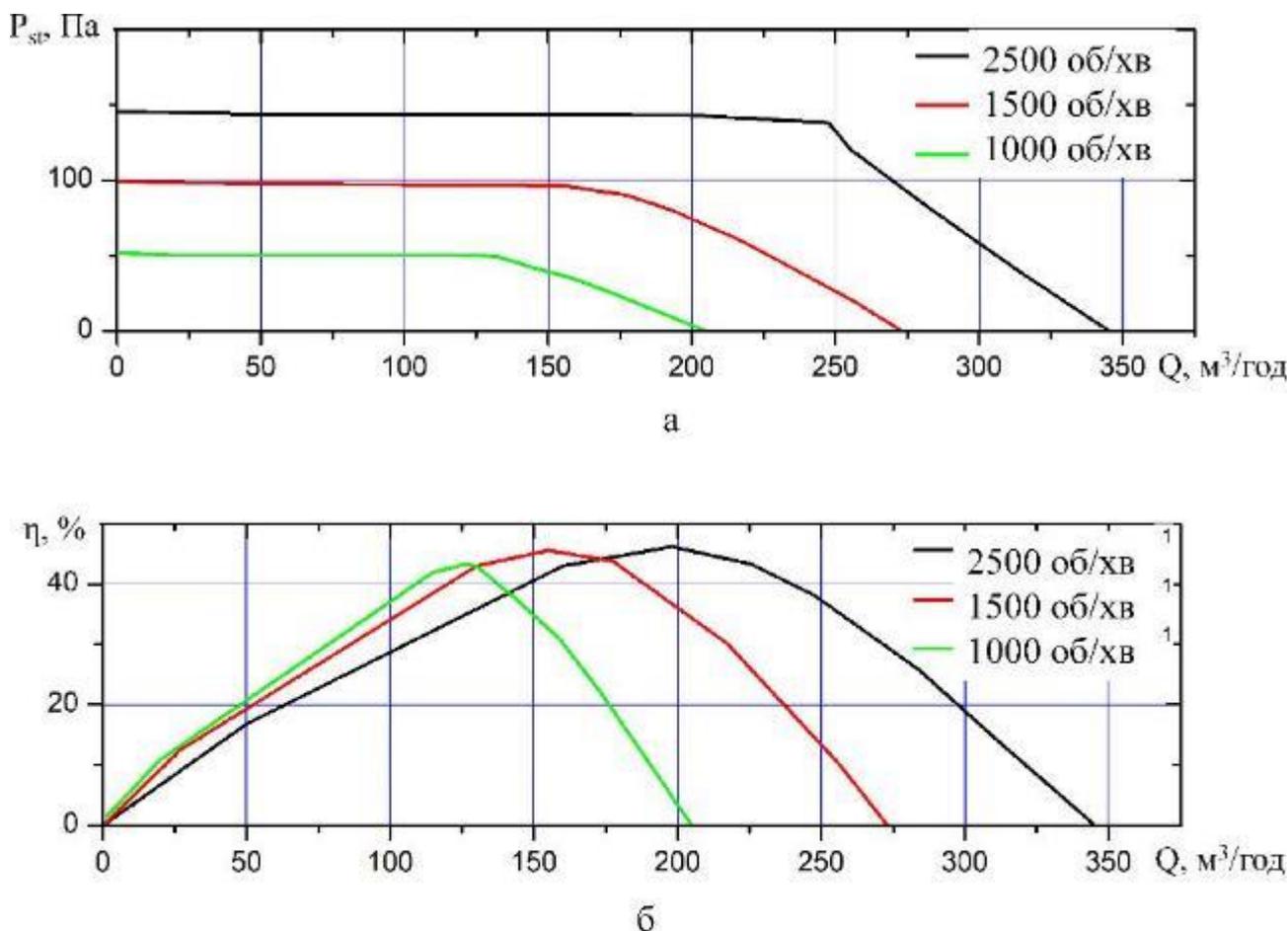


Рисунок 2.6 – Робочі параметри оптимізованого робочого колеса при 2-й точці оптимізації (DP): (a) продуктивність; (b) статична ефективність.

Об'єднуючи графіки продуктивності та ефективності вентилятора при другій DP (рисунок 2.6), можна визначити теоретично найефективніші режими роботи при досліджуваних кутових швидкостях. При кутовій швидкості 1500 об/хв вентилятор досягає максимальної ефективності за статичного тиску системи 47,5 Па, створюючи витрату 123 м³/год. При 2000 об/хв вентилятор, оптимізований при другій DP, працює найефективніше при витраті 156,5 м³/год та статичному опорі 90 Па. При найвищій випробуваній кутовій швидкості вентилятор досягає теоретичного піку ефективності при тиску 139 Па, створюючи витрату повітря 208 м³/год.

2.5 Висновки з розділу

1. Отримано систему диференціальних рівнянь руху частинок насінневої суміші соняшнику в горизонтальному повітряному потоці, що враховує: силу тяжіння, силу Архімеда, аеродинамічний опір, характеристики повітряного потоку. Отримано аналітичне рівняння траєкторії частинок у параметричній та явній формах. Виведено формулу критичної швидкості повітря, за якої відбувається відрив частинок від поверхні. Встановлено аналітичні залежності, що описують відмінності в траєкторіях важких і легких компонентів суміші соняшнику, що дозволяє визначати зони виносу. Сформульовано критерій ефективної сепарації, залежний від параметрів потоку, геометрії сепаратора та фізичних властивостей насіння.

2. Дослідження виконано для двох точок проектування (DP), що відповідають режимам роботи максимальної потужності (1-а DP) та високої ефективності (2-а DP). Встановлено, що в першій точці оптимізації, коли об'єкт випробування працює на швидкості 1930 об/хв при постійному тиску системи, вентилятор з кутом передньої кромки лопатки 15° та кутом задньої кромки 89° працює найефективніше. У другій DP, коли вентилятор обертається зі швидкістю 1930 об/хв і приріст статичного тиску системи досягає 70 Па, робоче колесо з $\beta_1 = 12^\circ$ та $\beta_2 = 88^\circ$ забезпечує максимальну ефективність.

3. Для обох випробуваних робочих коліс визначено криві продуктивності та ефективності при швидкостях 1500, 2000 та 2500 об/хв. Ці швидкості обрані для аналізу з урахуванням режимів роботи реальних відцентрових вентиляторів діаметром 280 мм. Порівняння даних, отриманих під час віртуальних симуляцій потоку, дозволяє визначити відмінності у характеристиках продуктивності вентиляторів, що виникають під впливом обраної точки проектування.

3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Методика побудови моделі відцентрового вентилятора

Розглянуто основні етапи підготовки та проведення розрахунку роботи відцентрового вентилятора. Використовується модель Moving Reference Frame (MRF) – стаціонарний підхід, у якому для опису руху застосовують дві або більше систем відліку, що можуть бути нерухомими або рухатися одна відносно одної.

У задачі досліджується умовно ідеалізований вентилятор із 20 лопатками, рівномірно розташованими по колу. Вісь вентилятора разом із лопатками обертається зі швидкістю 2000 об/хв, тоді як корпус та зовнішні елементи залишаються нерухомими. Повітря надходить через вхідний отвір (позначений червоним кольором) зі швидкістю 5 м/с і виходить через граничну умову тиску (позначену помаранчевим кольором).

Для проведення моделювання застосовуються дві системи відліку:

- обертовий координатний блок, що відповідає робочому колесу вентилятора та його лопаткам;
- нерухома система відліку, яка представляє корпус вентилятора та вхідну ділянку каналу.

Такий підхід дозволяє коректно описати взаємодію між обертовими та нерухомими частинами вентилятора без необхідності використовувати дорогі за обчисленням нестационарні моделі.

Для налаштування моделювання в STAR-CCM+ було завантажено початковий симуляційний файл та згенеровано об'ємну сітку (рис. 3.1).

З огляду на значний розмір моделі модель запускали у паралельному режимі, на 4 ядрах.

Для генерування сітки було виконано:

- у головній панелі інструментів обрано Mesh > Generate Volume Mesh;

- для перегляду сітки створено сцену Mesh;
- симуляцію збережено під назвою fan_mrf.sim.

Simcenter STAR-CCM+

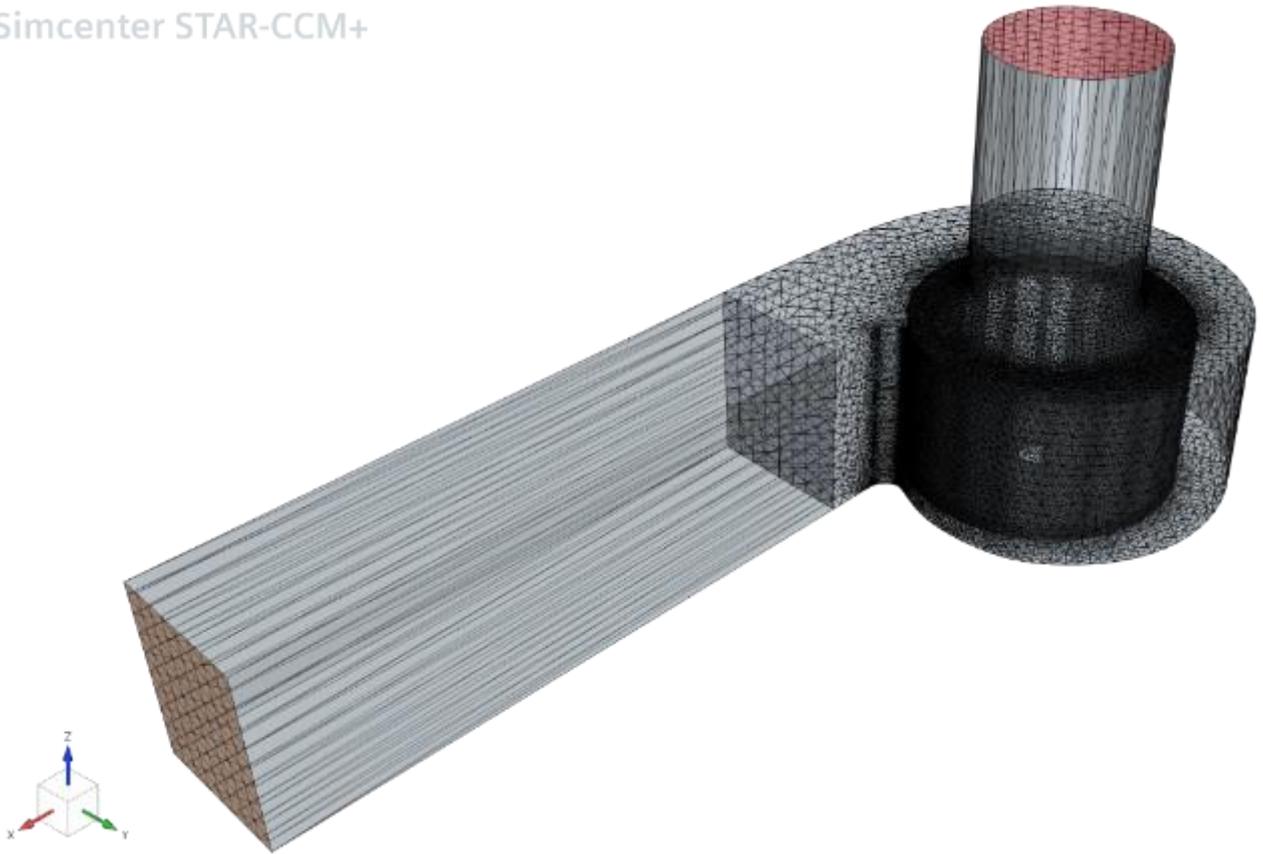


Рисунок 3.1 – Об’ємна сітка відцентрового вентилятора

Налаштування фізичних моделей. Сітка містить дві області – Blower Surround і Rotating. Оскільки обидві області мають однаковий матеріал і з’єднані інтерфейсом, для симуляції потрібен лише один континуум. Далі було визначено фізичні моделі для цього континууму.

Для налаштування фізичних моделей у Continua > Physics 1 послідовно обрано параметри згідно таблиці 3.1, рис. 3.2.

Таблиця 3.1 – Параметри фізичних моделей

Група	Модель
Time	Steady
Space	Three Dimensional
Material	Gas

Група	Модель
Flow	Segregated Flow (градієнти обрано автоматично)
Equation of State	Constant Density
Viscous Regime	Turbulent (RANS обрано автоматично)
Reynolds-Averaged Turbulence	K-Epsilon Turbulence (Two-Layer All y^+ Wall Treatment, Wall Distance, Realizable K-Epsilon Two-Layer обрано автоматично)

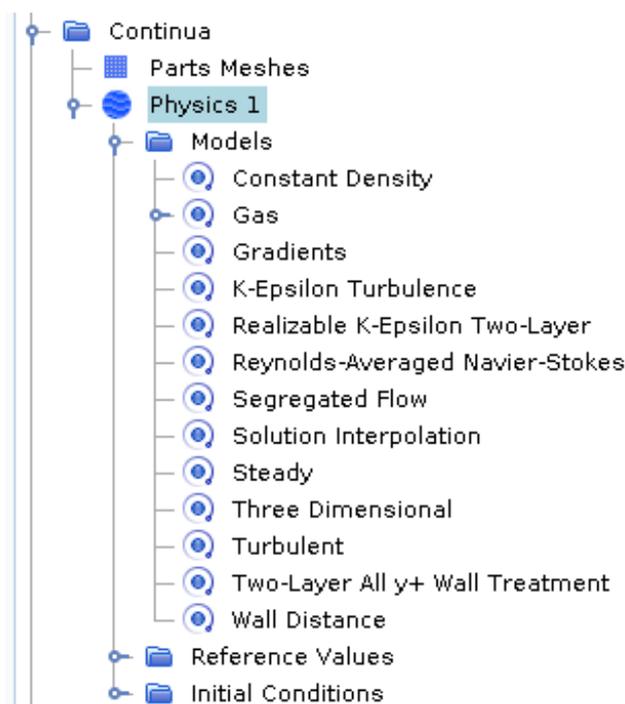


Рисунок 3.2 – Параметри фізичних моделей

Було створено рухому систему відліку для області, що обертається.

Системи відліку створюються й редагуються у вузлі Tools > Reference Frames та застосовуються до регіонів після їх створення.

Було виконано такі кроки:

- у вузлі Tools > Reference Frames створено нову систему за командою New > Rotating;
- у властивостях вузла Rotating встановлено швидкість обертання 2000 rpm (інші параметри залишено за замовчуванням, оскільки вісь обертання вже визначена коректно).

Далі рухому систему відліку призначено області Rotating у вузлі Regions > Rotating > Physics Values > Motion Specification у вікні властивостей вибрано Reference Frame = Rotating.

Після цього вузол Axis у Physics Values було видалено, оскільки параметри осі тепер визначаються створеною системою відліку (рис. 3.3).

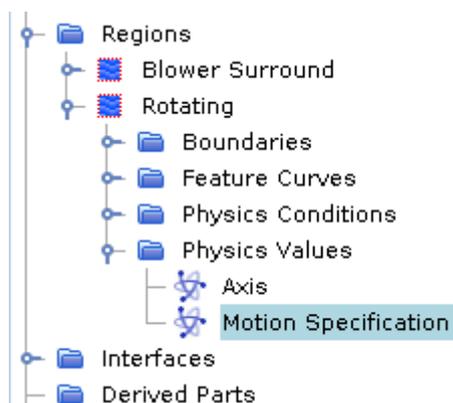


Рисунок 3.3 – Параметри фізичних моделей

Встановлення початкових умов. Було змінено параметри турбулентності, що входять до складу початкових умов.

Для налаштування початкових умов виконано: У вузлі Continua > Physics 1 > Initial Conditions встановлено значення, які наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Початкові умови моделювання

Вузол	Властивість	Значення
Turbulence Specification	Method	K + Epsilon
Turbulent Dissipation Rate	Value	150,0 m ² /s ³
Turbulent Kinetic Energy	Value	1,5 J/kg

Встановлення граничних умов. На цьому етапі було визначено швидкість потоку на вході. У межах області, що обертається, зміна граничних умов для стінок не потрібна, оскільки рухома система відліку автоматично задає відповідні швидкості.

У Simcenter STAR-CCM+ стінки за замовчуванням вважаються нерухомими відносно сітки. Тому в абсолютному вираженні:

- у регіоні Blower Surround стінки мають нульову швидкість обертання;

- у регіоні Rotating стінки отримують швидкість обертання 2000 rpm.

Однак одна стінка в Blower Surround не повинна залишатися нерухомою межа under-shaft обертається, оскільки вона є частиною осі, яка утримує крильчатку.

Налаштування граничних умов для Blower Surround.

У вузлі Regions > Blower Surround > Boundaries > Inlet Extrusion.Inlet встановлено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Налаштування граничних умов для Blower Surround

Вузол	Властивість	Значення
Physics Values – Velocity Magnitude	Value	5,0 m/s

У межі under-shaft задано параметри, які наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Налаштування параметрів under-shaft

Вузол	Властивість	Значення
Physics Conditions – Tangential Velocity Specification	Method	Rotation Rate
Physics Values – Wall Relative Rotation	Method	Constant
Physics Values – Wall Relative Rotation	Value	2000 rpm

Налаштування параметрів розв'язувача та критеріїв зупинки. Для отримання коректного розв'язку було застосовано лінійні «рампінги» для ключових параметрів недорозслаблення, а також підвищено точність збіжності лінійного розв'язувача AMG.

Налаштування параметрів розв'язувача:

1. У вузлі Solvers > Segregated Flow > Velocity > Under-Relaxation Factor Ramp встановлено Ramp Method = Linear Ramp. У підвузлі Linear Ramp задано в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Параметри Linear Ramp

Властивість	Значення
Start Iteration	1
End Iteration	200
Initial Value	0.5

2. У вузлі Segregated Flow > Pressure > Under-Relaxation Factor Ramp також обрано Linear Ramp, встановлено в таблиці 3.6:

Таблиця 3.5 – Параметри Under-Relaxation Factor Ramp

Властивість	Значення
Start Iteration	1
End Iteration	200
Initial Value	0.2

3. У вузлі Pressure > AMG Linear Solver змінено Convergence Tolerance = 0.05.

Встановлення критерію зупинки. Симуляція повинна виконуватись протягом 600 ітерацій.

У вузлі Stopping Criteria > Maximum Steps задано параметр Maximum Steps = 600.

Візуалізація результатів. Було виконано візуалізацію результатів під час ітераційного розрахунку, використовуючи векторні поля швидкості на площині x - y , що проходить крізь центр геометрії.

Створення перерізу

1. У вузлі Derived Parts обрано New > Section > Plane Section.
2. У діалоговому вікні Create Section встановлено такі параметри в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Параметри Create Section

Властивість	Значення
Input Parts	Rotating, Blower Surround
Origin	[0.0, 0.0, 0.0] m
Normal	[0.0, 0.0, 1.0] m
Display	No Displayer

Створення векторної сцени

1. У вузлі Scenes створено нову сцену: New > Vector.
2. У властивостях Scenes > Vector Scene 1 > Vector 1 > Parts обрано Derived Parts > Plane Section.
3. У вузлі Vector Scene 1 > Outline > Parts залишено той самий переріз.
4. На панелі Vis обрано Projection Mode > Parallel.
5. Далі обрано Views > +Z > Up +Y.
6. Для кращого огляду площини виконано невелике масштабування середньою кнопкою миші.

Звітування, моніторинг і побудова графіків. У Simcenter STAR-CCM+ передбачено можливість динамічного відстеження практично будь-якого параметра під час розв'язання задачі. Процедура включає створення звіту, який визначає потрібну величину та область моніторингу, а також формування монітора, що задає частоту оновлення та характеристики нормалізації. На основі монітора може бути побудований X–Y графік. Для контролю збіжності рішення було створено монітор середнього за площею тиску на вхідній межі.

Створення звіту:

1. У дереві проєкту у вузлі Reports було вибрано команду New > Metrics > Surface Average.
2. Створений звіт перейменовано на Area Averaged Inlet Pressure.
3. Для звіту встановлено параметри, які наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Параметри звіту

Властивість	Значення
Field Function	Pressure
Parts	Regions > Blower Surround > Inlet Extrusion.Inlet

Створення монітора і графіка. На основі звіту було автоматично створено монітор і графік на рисунку 3.4.

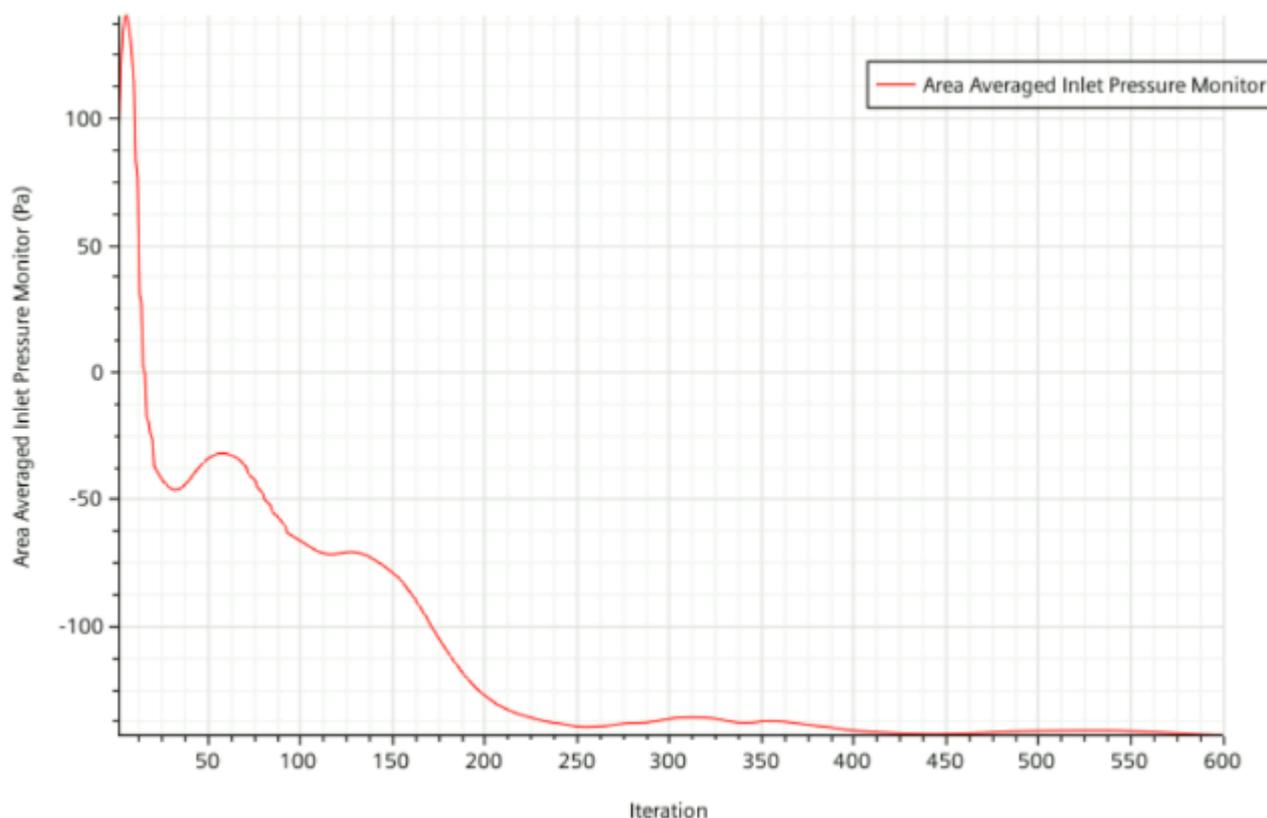


Рисунок 3.4 – Залежність зміни тиску від часової ітерації

У вузлі Area Averaged Inlet Pressure обрано команду Create Monitor and Plot from Report.

У дереві симуляції з'явився новий вузол Area Averaged Inlet Pressure Monitor Plot, що розташований у секції Plots.

Запуск симуляції. Після завершення налаштування фізичних моделей, граничних умов, розв'язувача та моніторингу симуляція була запущена.

Початок розрахунку:

- На панелі інструментів натиснуто кнопку Run.
- Автоматично створено вікно Residuals, яке відображає процес збіжності.

Однак для даного випадку більш інформативним під час виконання є графік Area Averaged Inlet Pressure Monitor Plot, що дозволяє оцінити стабілізацію тиску на вході.

Під час розрахунку:

- обчислення можна зупинити кнопкою Stop;
- після зупинки розрахунок можна продовжити повторним натисканням Run;
- якщо не втручатися, симуляція завершується після виконання 600 ітерацій, як задано у критерії зупинки.

Після завершення обчислень графік монітора показує, що тиск на вході майже досяг стаціонарного значення. Проте повна стабілізація малоймовірна, оскільки саме фізичне завдання не є строго стаціонарним.

Візуалізація результатів. Для аналізу отриманого розв'язку було виконано візуалізацію векторного поля швидкостей.

Щоб переглянути результати, відкрито вкладку зі сценою Vector Scene 1. У результаті було отримано графічне представлення напрямків та величин швидкості потоку у створеному перерізі (рис. 3.5).

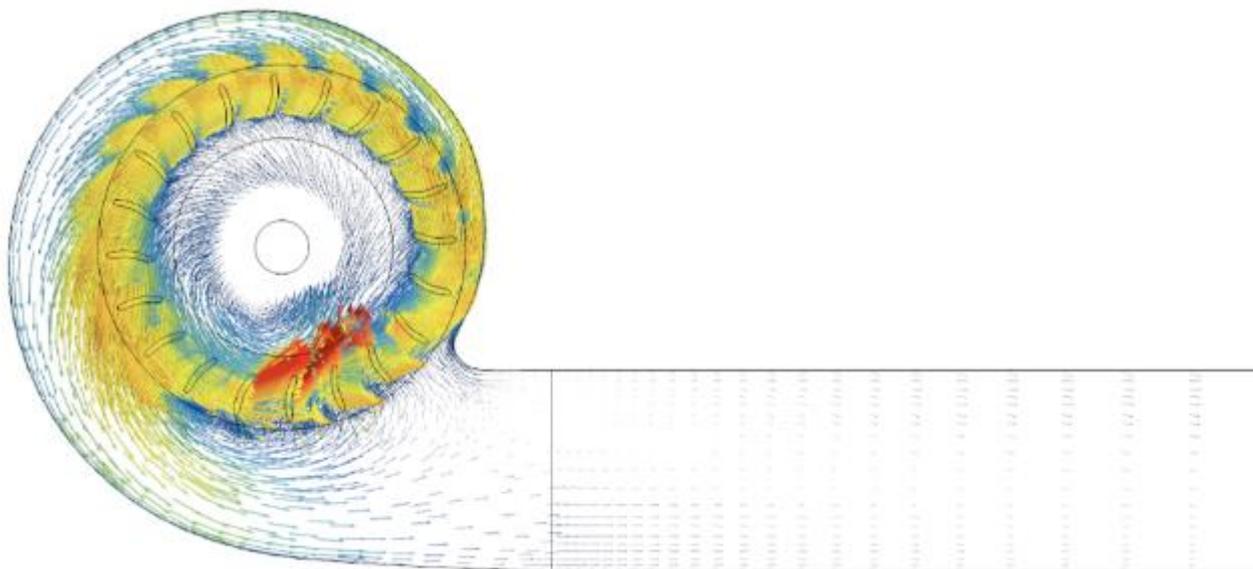


Рисунок 3.5 – Графічне представлення напрямків та величин швидкості потоку у створеному перерізі

3.2 Методика числового експерименту роботи відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора

Числовий експеримент передбачено виконати методом детального обчислювального моделювання (CFD) у стаціонарному підході з використанням моделі рухомої системи відліку (MRF) або нестационарного підходу (SIMPLE/Transient) для контрольних випадків. Метою є виявлення чутливості вихідних показників вентилятора до варіацій конструктивно-режимних параметрів і встановлення робочих областей, у яких вентилятор забезпечує задані вимоги (тиск, продуктивність, ефективність).

Основні припущення:

- Повітря – ідеальний газ із постійною густиною для початкових серій розрахунків (пізніше – повний енергетичний підхід за потреби).
- Турбулентність описується моделлю $k-\varepsilon$ (реалізована двошарова модель) або RANS-варіантом; для окремих кейсів передбачено перевірку за SST $k-\omega$.
- Стійкий (стаціонарний) режим приймається як перша наближена модель (MRF); для верифікації проводиться вибіркова нестационарна симуляція.
- Температурні ефекти не враховуються (ізотермічний потік), крім випадків, коли цього вимагає завдання.

При виборі факторів орієнтувалися на ті геометричні й режимні параметри, які найбільш суттєво впливають на напірну характеристику, енерговитрати та ККД вентилятора.

Перелік факторів (основні)

1. Частота обертання робочого колеса, n (об/хв) – визначає кінематичну енергію, що передається потоку.
2. Кут вихідної лопатки (вихідний кут на окружності) β ($^\circ$) – впливає на напрям і складові швидкостей на виході колеса.
3. Ширина лопатки (або робоча ширина колеса) b (мм) – корелює з масовою витратою й профілем потоку.

4. Відстань між торцем колеса і спіральним кожухом (зазор) s (мм) – впливає на витрати та локальні втрати.

5. Кут нахилу вхідного направляючого апарата (за наявності) α ($^\circ$) — визначає умови, з якими повітря потрапляє на колесо.

Для практичності дослідження три перші фактори прийнято як основні (факторна план-сітка), інші – як другорядні, що будуть досліджені у вибіркових серіях.

Для кожного з трьох основних факторів обрано три рівні (3-рівнева факторна сітка) – це дозволяє виявити не лише лінійну реакцію, а й можливі нелінійності та ефекти взаємодії.

- F_1 – Частота обертання $n \in (1000; 2000; 3000)$ об/хв.
- F_2 – Кут лопатки на окружності $\beta \in (15; 30; 45)^\circ$.
- F_3 – Ширина робочого колеса $b \in (100; 200; 300)$ мм.

Примітка: додаткові фактори (зазор (s), кут вхідного апарата (α), число лопаток (z)) будуть змінені в окремих дослідних серіях або включені у фракційні плани при необхідності зменшити число прорахунків.

Критерії досліджень (вихідні показники — відгуки). Для кількісної оцінки роботи вентилятора визначено набір критеріїв (цільових та допоміжних). Критерії поділено на основні (експлуатаційні) і технічні (якість потоку, втрати).

Основні критерії:

1. Повний тиск p_t – середній подовжній напір, створюваний вентилятором (Па). Формула (інтегральне визначення по перерізу):

$$p_t = \frac{1}{A} \int_A \left(p + \frac{1}{2} \rho u^2 \right) dA, \quad (3.1)$$

де p – статичний тиск, Па; ρ – густина повітря, кг/м³; u – локальна модуль швидкості, м/с; A – площа перерізу, м².

2. Витрата повітря Q (м³/с) – інтегральна масово-об’ємна подача через вихідний переріз:

$$Q = \int_A u_n dA, \quad (3.2)$$

де u_n – нормальна складова швидкості до площі перерізу.

3. Корисна потужність (гідравлічна) N_k :

$$N_k = p_t \cdot Q. \quad (3.3)$$

де N_k – потужність, що передається потоку, Вт; p_t – повний тиск, Па; Q – витрата, м³/с.

4. Споживана електрична/механічна потужність N_e – потужність на валу (з урахуванням механічних і електричних втрат) – вимірюється/обчислюється в моделях через момент і обертання:

$$N_e = T \cdot \omega, \quad (3.4)$$

де T – момент на валу, Н·м; $\omega = 2 \pi n/60$ – кутова швидкість, рад/с.

5. Коефіцієнт корисної дії η :

$$\eta = \frac{N_k}{N_e}. \quad (3.5)$$

Додаткові критерії (якість потоку):

6. Нерівномірність швидкості по вихідному перерізу U_{var} (безрозмірний показник або %):

$$U_{var} = \frac{\sqrt{\frac{1}{A} \int_A (u_n - \bar{u})^2 dA}}{\bar{u}} \cdot 100\%, \quad (3.6)$$

де $\bar{u} = Q/A$ – середня швидкість.

7. Інтенсивність завихрення (вихорів) Ω_{rms} – RMS величина компоненти віртулентності у контрольних областях (наприклад, поблизу лопаток і в зазорі).

8. Гідравлічні втрати у кожусі p_{loss} – додаткові втрати на обтіканні і гідродинамічні втрати в спіралі; визначаються як різниця між сумарним тиском на виході робочого колеса та повним тиском на виході кожуха.

9. Число Рейнольдса у критичній зоні (Re) – для контролю адекватності турбулентних моделей:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (3.7)$$

де L – характерний розмір (наприклад D), μ – динамічна в'язкість.

Критерій загальної роботи (композитний показник)

Для прийняття однозначного рішення щодо "ефективності" роботи вентилятора вводиться *композитна функція якості* (J), що агрегує кілька нормованих показників:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (3.7)$$

Для чисельного експерименту обрано витрата повітря (продуктивність) Q (м³/с), повний тиск p_t (Па), споживана електрична/механічна потужність N_e (Вт).

План числового дослід. Вибір типу плану. Оскільки кожен з трьох основних факторів має 3 рівні, для виявлення нелінійних ефектів та взаємодій прийнято виконати повний трирівневий факторний план (3³ = 27) випробувань. Такий план дозволяє побудувати другорядні регресійні моделі (поліном другого порядку) та виконати одно- і двофакторні аналізи. Для підвищення надійності передбачено трьохразове повторення кожного випробування (статистична оцінка внутрішньої варіативності) — загалом (27·3 = 81) CFD-прогонів.

Матриця плану (повний список). Нижче наведено таблицю 3.8 з 27 комбінаціями основних факторів. (Кожен рядок – окремий прогін; повторення позначено R₁–R₃ під час фактичних розрахунків.)

Примітка: у кожному з пунктів 1–27 передбачено три повтори (R₁–R₃), а також контрольний (базовий) варіант для перевірки стабільності симуляційної установки.

Додаткові досліді (вибірково):

- Сіткова перевірка (mesh refinement): для 3–5 репрезентативних комбінацій (низький/середній/високий) виконати серію симуляцій при трьох рівнях сітки для застосування методу Річардсона і розрахунку GCI (Grid Convergence Index).

- Порівняння MRF vs. Transient: для 2–3 випадків провести нестационарні симуляції з рухомими лопатками для оцінки похибки моделі MRF.

– Аналіз чутливості щодо зазору (s) і куту вхідного апарата α : по 5–6 додаткових прогонів для виявлення їх впливу.

Таблиця 3.8 – Матриця плану чисельного експерименту

№	N, об/хв	β , °	b, мм	№	N, об/хв	β , °	b, мм	№	N, об/хв	β , °	b, мм
1	1000	15	100	10	2000	15	100	19	3000	15	100
2	1000	15	200	11	2000	15	200	20	3000	15	200
3	1000	15	300	12	2000	15	300	21	3000	15	300
4	1000	30	100	13	2000	30	100	22	3000	30	100
5	1000	30	200	14	2000	30	200	23	3000	30	200
6	1000	30	300	15	2000	30	300	24	3000	30	300
7	1000	45	100	16	2000	45	100	25	3000	45	100
8	1000	45	200	17	2000	45	200	26	3000	45	200
9	1000	45	300	18	2000	45	300	27	3000	45	300

Порядок виконання числових розрахунків

1. Підготовчий етап:

- перевірка геометрії, нормалізація розмірів, формування CAD-моделі;
- визначення граничних умов: вхід – масова/об’ємна швидкість або тиск, вихід – вихідна площа з умовою тиску;
- вибір турбулентної моделі та чисельних схем;
- попередня оцінка фізичних параметрів (густина, в’язкість).

2. Сіткоутворення (mesh):

- створення багаторегіональної сітки з відокремленням області робочого колеса і області кожуха;
- застосування приповерхневих шарів (y^+ контроль) біля стінок;
- проведення трьох рівнів сіток для GCI.

3. Налаштування фізики та розв’язувача:

- MRF або transient;
- стаціонарні підходи зі згорткою підрівнянь (SIMPLE, segregated);

– підбір релаксацій, критерію збіжності (наприклад, залишки $< (10^{-5})$ для полів швидкості та тиску або стабілізація моніторів).

4. *Проведення серійних прогонів згідно матриці:*

– запуск основних 27 комбінацій з трьома повторами;
– паралелізація по ядрах для економії часу;
– збереження повних вихідних даних (поле швидкості, тиск, турбулентні величини).

5. *Верифікація і валідація:*

– перевірка сіткової незалежності (GCI), перевірка на масовий баланс (помилка масового балансу $< 0,5\%$);
– порівняння MRF та transient для вибіркового кейсів.

3.3 Статистична обробка результатів

Статистична обробка рівнянь регресії у Wolfram Cloud ґрунтується на поєднанні алгоритмів числового аналізу, засобів символічних обчислень і розвинутого інструментарію статистичного моделювання, що дозволяє виконувати повний цикл оцінювання параметрів моделі, перевірки її адекватності та оцінки значущості факторів. Методика передбачає поетапне опрацювання даних, починаючи зі структурування експериментальної матриці, введення вихідних даних у хмарне середовище, побудови регресійної моделі, статистичного аналізу похибок та завершуючи формуванням критеріальних залежностей для оптимізації досліджуваних процесів.

На першому етапі вся інформація з матриці планування експерименту переноситься у Wolfram Cloud у вигляді таблиць або асоціативних структур. Для цього використовується стандартна функція Import або безпосереднє формування списків значень. Важливо забезпечити коректність введення факторів та відгуків, оскільки регресійна модель чутлива до пропусків та помилок у вибірці. У середовищі Wolfram Cloud кожен фактор позначається змінною, наприклад x_1 , x_2 , x_3 , а вихідна величина – y . Після структурування

даних створюється вектор незалежних змінних і вектор значень відгуку, які стають основою для побудови рівняння регресії.

Процедура побудови регресійної моделі виконується за допомогою функцій `LinearModelFit`, `GeneralLinearModelFit` або `NonlinearModelFit`, залежно від складності й типу рівняння. Функція `LinearModelFit` найбільш уживана в інженерних задачах, оскільки дозволяє отримати лінійні та квадратичні моделі у явному аналітичному вигляді. Програма автоматично оцінює коефіцієнти регресії, використовуючи метод найменших квадратів, та формує модель у вигляді, зручному для подальшого аналізу. Наприклад, побудована модель надає доступ до коефіцієнтів, похибок оцінок, р-значень і діагностичних характеристик через виклики типу: `model["BestFitParameters"]`, `model["ParameterTable"]`, `model["ANOVATable"]`.

Після отримання рівняння регресії необхідно виконати статистичну перевірку адекватності моделі. У Wolfram Cloud це здійснюється засобами дисперсійного аналізу, що реалізується командою `model["ANOVATable"]`. Програма формує таблицю ANOVA, у якій містяться значення сум квадратів, ступенів вільності, середніх квадратів, F-критерію Фішера та відповідних р-значень. На основі цих даних здійснюється оцінювання адекватності моделі: якщо отримане р-значення менше прийнятого рівня значущості (зазвичай $\alpha = 0,05$), модель вважається статистично значущою. Додатково проводиться аналіз залишків – різниці між експериментальними та модельними значеннями. У Wolfram Cloud доступні графічні процедури для візуалізації залишків, зокрема: графік розподілу залишків, гістограма похибок, графік "залишки – прогнозовані значення". Ці інструменти дозволяють перевірити виконання умов нормальності, гомоскедастичності та незалежності похибок.

Важливим елементом є перевірка значущості окремих факторів та їхніх взаємодій. Для цього використовується таблиця параметрів моделі, яку можна отримати командою `model["ParameterTable"]`. У ній зазначено оцінки коефіцієнтів, їхні стандартні похибки та р-значення. Якщо р-значення перевищує рівень значущості, фактор або відповідна взаємодія вважається

статистично незначущою. Методика передбачає можливість поетапного вилучення таких факторів та побудову оновленої моделі до моменту, поки всі коефіцієнти рівняння не стануть значущими.

Після підтвердження адекватності й значущості моделі здійснюється визначення довірчих інтервалів для коефіцієнтів і прогнозів. У Wolfram Cloud це реалізується функціями `model["CoefficientConfidenceIntervals"]` та `model["FitDifferencesConfidenceRegion"]`. Визначення таких інтервалів дозволяє оцінити надійність рівняння регресії, стабільність впливу факторів і можливість використання моделі для екстраполяції.

Завершальним етапом методики є побудова прогностичної моделі та аналіз поверхні відгуку. Wolfram Cloud дозволяє формувати тривимірні графіки типу `Plot3D` або контурні діаграми `ContourPlot`, які відображають залежність вихідного параметра від двох основних факторів. Графіки використовуються для пошуку оптимальних зон, визначення екстремумів функції відгуку й оцінювання чутливості результатів до зміни факторів. Для задач оптимізації застосовуються функції `NMaximize` та `NMinimize`, які дають змогу відшукати оптимальні параметри роботи технічного обладнання відповідно до побудованого рівняння регресії.

3.4 Висновки з розділу

1. Сформовано методику побудови числової моделі відцентрового вентилятора із застосуванням підходу `Moving Reference Frame (MRF)`. Використання двох систем відліку – обертової для робочого колеса та нерухомої для корпусу – дало змогу коректно описати взаємодію між частинами вентилятора у стаціонарній постановці без переходу до нестационарних моделей. Було створено об'ємну сітку, налаштовано фізичні моделі (стаціонарна течія, `RANS`, `Realizable k-ε`), а також введено рухому систему відліку з частотою обертання 2000 об/хв. Правильно задані граничні

умови, зокрема швидкість входу 5 м/с та обертання підосного елемента, забезпечили відповідність моделі реальним умовам роботи вентилятора.

2. У межах виконаного числового експерименту для відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора сформовано повну методику CFD-дослідження, яка охоплює вибір основних конструктивно-режимних факторів, побудову трирівневого факторного плану, визначення експлуатаційних і технічних критеріїв ефективності та регламентацію послідовності розрахункових операцій. Запропонований підхід забезпечує можливість комплексної оцінки впливу частоти обертання робочого колеса, кута лопаток і ширини колеса на напірні характеристики, продуктивність, потужнісні витрати та аеродинамічну якість потоку. Застосування стаціонарної моделі MRF у поєднанні з вибірковою нестаціонарною перевіркою, а також виконання сіткової збіжності (GCI) гарантують достатній рівень достовірності числових результатів. Використання 27 базових комбінацій факторів із трикратними повторами дозволяє сформувавши статистично коректний масив даних для побудови регресійних моделей та виявлення нелінійних взаємодій параметрів.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

4.1 Результати симуляції роботи відцентрового вентилятора

З використанням усереднених за часовим кроком результатів потоку були отримані значення приросту повного тиску як різниця між масово-усередненим повним тиском на виході та вході вентилятора.

Контур середнього тиску на середній площині оберту відцентрового вентилятора показано на рис. 4.1, де безрозмірний тиск отримано діленням поточного значення тиску на довідкове.

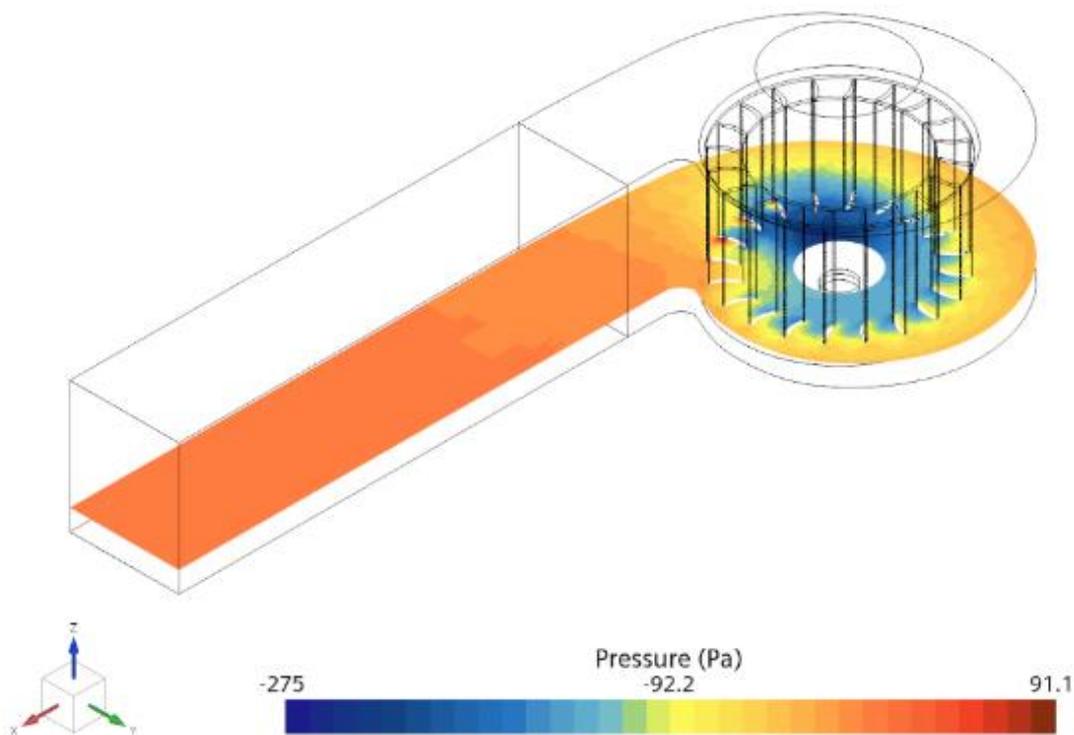


Рисунок 4.1 – Розподіл тиску в робочій зоні відцентрового вентилятора

Під час моделювання результати зберігалися на різних фінальних часових кроках, що приводило до різних кутів установки лопаток, проте це не впливало на загальні висновки щодо полів потоку при різних витратах. Як видно з рисунку, статичний тиск зростає від входу в робоче колесо уздовж нього і далі в трубопроводі за ним, де частина динамічного тиску перетворюється на

статичний. Значення тиску на стороні тиску лопатки було вищим, ніж на стороні всмоктування. Найвищий статичний тиск спостерігався навколо вершини язика, де відбувалося застоювання потоку. Відповідно до трикутників швидкостей у турбомашинах, кут потоку на виході збільшується при високій витраті. Внаслідок цього точка застоювання зміщується від сторони вихідної труби до сторони робочого колеса при збільшенні витрати. Сторона робочого колеса у зоні язика відцентрового вентилятора зазнає області низького тиску, де повітря засмоктується назад у відцентровий вентилятор при збільшенні швидкості.

Розподіл усередненої величини швидкості на середній площині відцентрового вентилятора показано на рис. 4.2. У зоні язика потік розділявся на кінці язика, що створювало точку застою при номінальній витраті. Максимальна абсолютна швидкість спостерігалася у зоні задніх кромek лопаток, досягаючи 1,5-кратного значення окружної швидкості на задній кромці $u_2 = 60,73$ м/с. Загнуті вперед лопатки можуть забезпечити велике абсолютне значення швидкості на виході з колеса відповідно до трикутника швидкостей ротора в теорії турбомашин.

На виході з колеса швидкість на стороні тиску лопатки була більшою, ніж на стороні всмоктування. Неоднорідний окружний розподіл швидкості та тиску на виході створює регулярні коливання тиску на поверхні улитки, особливо на поверхні язика, близької до колеса. При проходженні лопатки виникає пульсація, і частота коливань відповідає ВРФ.

При витраті $0,75\text{ВЕР}$ потік на виході з колеса мав малий кут потоку, що призводило до виникнення області завихрень у нижній частині перехідної труби. При витраті $1,49\text{ВЕР}$ кут потоку збільшувався, і потік «атакував» верхню частину труби, формуючи завихрення у верхній частині перехідної секції.

Турбулентна кінетична енергія k , специфічне дисипування ω та віхровість наведено на рис. 4.3. Велика турбулентна енергія спостерігалася в зонах язика улитки та на виході колеса, а також у нижній частині перехідної секції. Аналіз

ліній потоку показав, що завихрення утворюються через розбіжну форму перехідної труби.

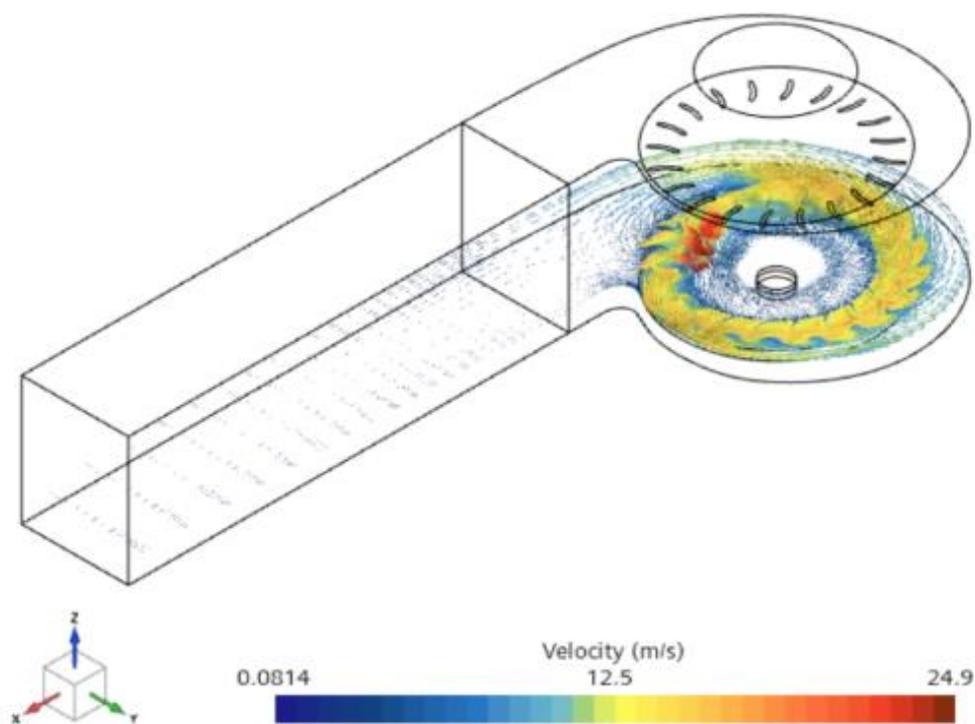


Рисунок 4.2 – Розподіл швидкості в робочій зоні відцентрового вентилятора

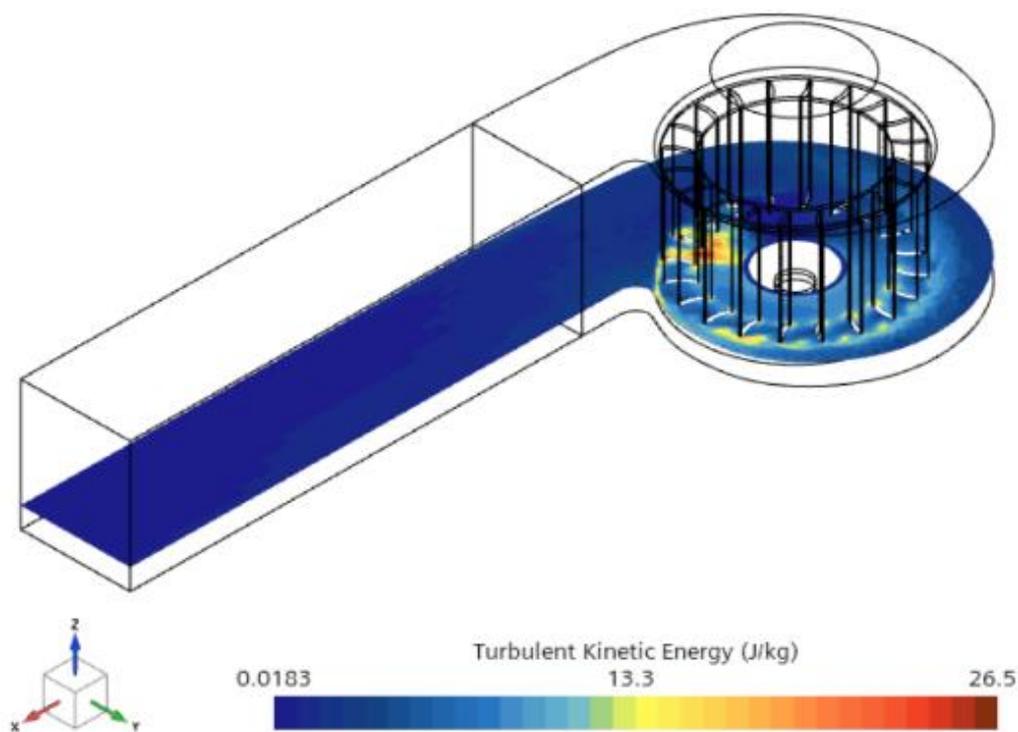


Рисунок 4.3 – Розподіл турбулентної кінетичної енергії в робочій зоні відцентрового вентилятора

Високі значення специфічного дисипування ω спостерігалися поблизу стінок, де великі градієнти швидкості. У каналах лопаток ω також була значною. Аналіз віхровості ω_z показав великі негативні значення біля задніх кромek лопаток на стороні тиску початкової частини лопаток, на стороні всмоктування середньої частини лопатки, а великі позитивні значення – у каналах лопаток. У зонах великої віхровості частки рідини мали великі різниці швидкостей, що призводило до значних втрат турбулентної енергії.

Як видно з рисунка 4.3, великі значення специфічного турбулентного дисипування ω спостерігалися в областях поблизу стінок, де існували значні градієнти швидкості. У каналі лопатки специфічне турбулентне дисипування також було досить високим. Причину цього можна пояснити, проаналізувавши віхровість у напрямку z (ω_z) на рисунку 6.3. Великі негативні значення ω_z спостерігалися біля задніх кромek лопаток, на стороні тиску початкової частини лопаток та на стороні всмоктування середньої частини лопаток, тоді як великі позитивні значення ω_z існували в каналах лопаток. У зонах великої віхровості частки рідини мали значну різницю швидкостей, що призводило до великого дисипування турбулентної енергії.

4.2 Результати числового експерименту роботи відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора

Результати чисельного моделювання показують залежність гідравлічних та енергетичних характеристик вентилятора від трьох основних параметрів: частоти обертання робочого колеса n , кута лопатки на окружності β та ширини робочого колеса b (таблиця 4.1). Зі збільшенням частоти обертання вентилятора значно зростають подача повітря Q , повний тиск p_t та споживана потужність N_e . Наприклад, при $\beta = 15^\circ$ і $b = 100$ мм подача Q зростає від $74,7$ м³/год при $n = 1000$ об/хв до $470,1$ м³/год при $n = 3000$ об/хв, а повний тиск p_t – від $7,7$ Па до $186,5$ Па. Зі збільшенням кута лопатки β спостерігається загальне зростання

тиску та потужності, тоді як вплив на подачу Q залежить від конкретного поєднання ширини колеса та частоти обертання, що свідчить про існування оптимального кута для кожного режиму роботи. Збільшення ширини робочого колеса b пропорційно підвищує подачу та тиск вентилятора, а також споживану потужність через більшу робочу поверхню та обсяг перекачуваного повітря. Максимальні значення всіх показників досягаються при поєднанні максимальних параметрів $n = 3000$ об/хв, $\beta = 45^\circ$ та $b = 300$ мм ($Q = 1921,5$ м³/год, $p_t = 828,5$ Па, $N_e = 827,1$ Вт), тоді як мінімальні – при $n = 1000$ об/хв, $\beta = 15^\circ$ та $b = 100$ мм ($Q = 74,7$ м³/год, $p_t = 7,7$ Па, $N_e = 95,4$ Вт). Таким чином, моделювання підтверджує наявність чіткої залежності продуктивності та тиску від геометричних та кінематичних параметрів вентилятора, що дозволяє оптимізувати його конструкцію під конкретні умови експлуатації.

Таблиця 4.1 – Результати числового експерименту

№	n , об/хв	β , °	b , мм	x_1	x_2	x_3	Q , м ³ /год	p_t , Па	N_e , Вт
1	1000	15	100	-1	-1	-1	74,7	7,7	95,4
2	1000	15	200	-1	-1	0	262,5	98,1	114,2
3	1000	15	300	-1	-1	1	468,3	185,0	146,4
4	1000	30	100	-1	0	-1	140,9	46,6	96,5
5	1000	30	200	-1	0	0	343,7	131,6	118,1
6	1000	30	300	-1	0	1	571,7	233,1	160,6
7	1000	45	100	-1	1	-1	97,5	40,0	97,3
8	1000	45	200	-1	1	0	332,1	131,6	125,0
9	1000	45	300	-1	1	1	533,7	219,2	166,8
10	2000	15	100	0	-1	-1	342,4	138,5	154,2
11	2000	15	200	0	-1	0	733,6	316,5	226,4
12	2000	15	300	0	-1	1	1141,6	458,5	349,3
13	2000	30	100	0	0	-1	411,6	183,5	157,5
14	2000	30	200	0	0	0	819,6	347,0	223,6
15	2000	30	300	0	0	1	1258,8	561,0	386,2
16	2000	45	100	0	1	-1	399,4	178,0	164,5
17	2000	45	200	0	1	0	829,6	362,0	252,8
18	2000	45	300	0	1	1	1321,0	554,0	432,3
19	3000	15	100	1	-1	-1	470,1	186,5	223,4
20	3000	15	200	1	-1	0	1073,7	428,1	365,7
21	3000	15	300	1	-1	1	1620,9	656,7	633,9
22	3000	30	100	1	0	-1	542,3	237,6	227,9

№	n, об/хв	β , °	b, мм	x_1	x_2	x_3	Q, м ³ /год	p_t , Па	N_e , Вт
23	3000	30	200	1	0	0	1199,9	498,1	362,4
24	3000	30	300	1	0	1	1793,9	756,6	662,2
25	3000	45	100	1	1	-1	561,3	212,7	242,6
26	3000	45	200	1	1	0	1179,3	506,1	416,1
27	3000	45	300	1	1	1	1921,5	828,5	827,1

Було проведено багатфакторний регресійний аналіз для оцінки продуктивності відцентрового вентилятора залежно від трьох ключових параметрів: частоти обертання n (об/хв), кута лопатки на окружності β (°) та ширини робочого колеса b (мм). Побудована модель має вигляд (рис. 4.4):

$$Q = -360,409 - 0,0000737333n^2 + n(0,2401 + 0,00188667\beta) + b(-0,576667 + 0,002085n + 0,0208\beta) + 7,608\beta - 0,198059\beta^2 \quad (4.1)$$

Рівняння для розрахунку продуктивності відцентрового вентилятора відображає фізичну сутність його роботи і пояснює, як основні конструктивні та експлуатаційні параметри впливають на подачу повітря. Частота обертання робочого колеса визначає швидкість руху повітряного потоку та кінетичну енергію, яку вентилятор передає повітрю; зі збільшенням обертів об'ємний потік зростає, проте при високих швидкостях можуть з'являтися додаткові гідравлічні втрати, що трохи обмежує ефект підвищення обертів. Кут лопатки впливає на напрямок і величину імпульсу повітряного потоку: збільшення кута дозволяє ефективніше перетворювати кінетичну енергію колеса на об'ємний потік, але надмірно великий кут може спричинити частковий відрив потоку та додаткові аеродинамічні втрати. Ширина робочого колеса визначає обсяг повітря, який може проходити через вентилятор за одиницю часу, тобто чим більша ширина, тим більша продуктивність, оскільки збільшується площа робочого каналу.

Розрахунки моделі демонструють високу точність: коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,9996$, що свідчить про практично повну відповідність моделі експериментальним даним. Статистична значущість всіх параметрів підтверджується низькими p -значеннями та малими стандартними похибками,

що робить прогноз на основі цієї моделі надійним. Аналіз дисперсії показав, що дисперсія, пояснена моделлю ($2,25 \cdot 10^7$), суттєво перевищує помилкову дисперсію ($\approx 9,17 \cdot 10^3$), що підтверджує адекватність моделі.

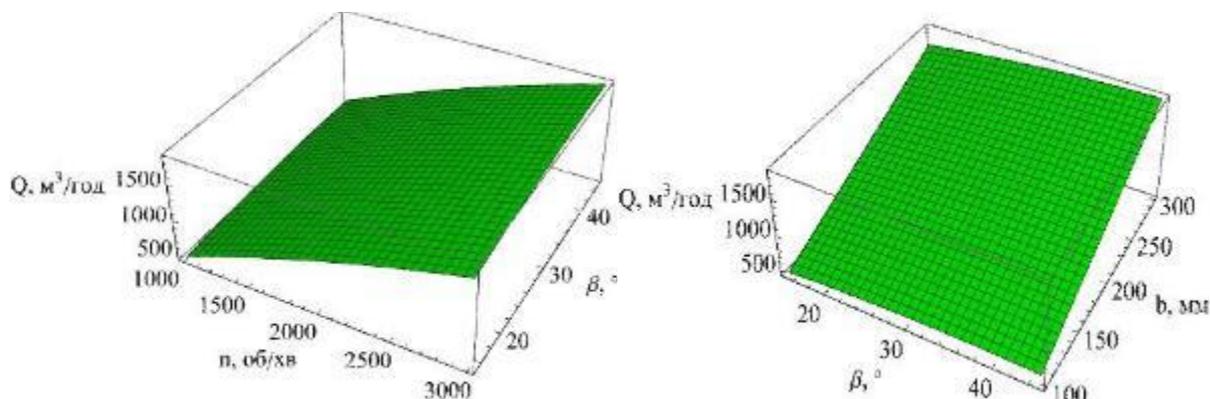


Рисунок 4.4 – Залежність продуктивності відцентрового вентилятора Q від частоти обертання n , кута лопатки β та ширини робочого колеса b

Нижче наведена таблиця 4.2 ключових коефіцієнтів регресійної моделі та їх статистичних характеристик.

Таблиця 4.2 – Статистична обробка рівняння (4.1)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	P-значення
a_{00}	831,511	11,826	70,31	$2,13 \cdot 10^{-22}$
a_{10}	418,767	5,474	76,50	$5,09 \cdot 10^{-23}$
a_{20}	54,867	5,474	10,02	$1,50 \cdot 10^{-8}$
a_{30}	421,733	5,474	77,04	$4,52 \cdot 10^{-23}$
a_{12}	28,300	6,704	4,22	$5,75 \cdot 10^{-4}$
a_{13}	208,500	6,704	31,10	$2,00 \cdot 10^{-16}$
a_{23}	31,200	6,704	4,65	$2,28 \cdot 10^{-4}$
a_{11}	-73,733	9,482	-7,78	$5,36 \cdot 10^{-7}$
a_{22}	-44,563	9,482	-4,70	$2,06 \cdot 10^{-4}$
a_{33}	6,867	9,482	0,72	0,48
Джерело дисперсії		DF	SS	MS
Модель		10	$2,248 \cdot 10^7$	$2,248 \cdot 10^6$
Помилка		17	9169,79	539,40
Некоригований загальний		27	$2,249 \cdot 10^7$	–
Скоригований загальний		26	$7,009 \cdot 10^6$	–

Максимальна продуктивність моделі прогнозується при $n = 3000$ об/хв, $\beta = 45^\circ$ та $b = 300$ мм, що становить $Q \approx 1876,6$ м³/год. Це підтверджує тенденцію, що підвищення частоти обертання, збільшення кута лопатки та ширини колеса сприяє зростанню подачі повітря. Модель дозволяє прогнозувати продуктивність вентилятора для різних поєднань параметрів і є ефективним інструментом для оптимізації конструкції та режимів роботи.

Для оцінки впливу частоти обертання n , кута лопатки β та ширини робочого колеса b на повний тиск p_t відцентрового вентилятора була побудована багатофакторна регресійна модель. Модель має вигляд (рис. 4.5):

$$p_t = -220,026 - 0,0000441222n^2 + n(0,148933 + 0,000977778\beta) + b(-0,319444 + 0,000885n + 0,0113056\beta) + 4,99259\beta - 0,119136\beta^2 \quad (4.2)$$

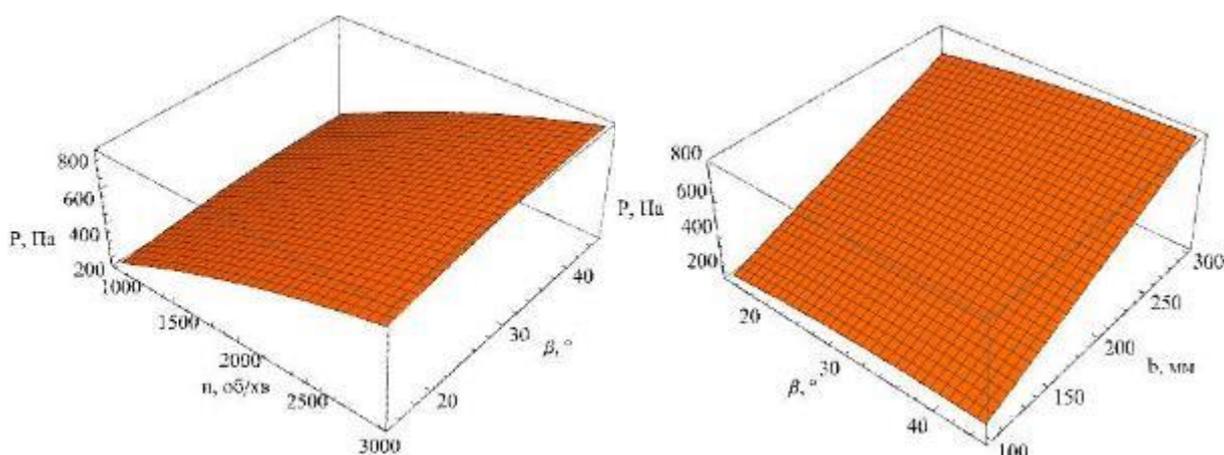


Рисунок 4.5 – Залежність повного тиску p_t від частоти обертання n , кута лопатки β та ширини робочого колеса b

Ця формула відображає фізичні закономірності роботи відцентрового вентилятора. Квадратичний член по частоті обертання n^2 враховує нелінійну залежність тиску від швидкості обертання робочого колеса, яка зумовлена зростанням кінетичної енергії повітряного потоку та втрат на тертя у корпусі вентилятора. Лінійні члени по n , β та b описують прямий вплив збільшення частоти обертання, кута нахилу лопатки та ширини колеса на робочий процес: підвищення n прискорює рух повітря, збільшуючи його кінетичну енергію, більший β змінює кут відведення потоку, підвищуючи тиск на виході, а ширше

колесо b дозволяє перекачувати більший об'єм повітря з меншими втратами по об'єму проходження.

Статистичні характеристики моделі підтверджують її високу точність: коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,99899$, що свідчить про дуже близьке відповідність моделі експериментальним даним. Усі основні коефіцієнти є статистично значущими: p -значення переважно менші за $0,001$, а стандартні похибки – низькі, що забезпечує надійність прогнозу. Аналіз дисперсії показав, що пояснена дисперсія ($\approx 3,96 \cdot 10^6$) значно перевищує помилкову дисперсію ($\approx 4,01 \cdot 10^3$), що додатково підтверджує адекватність моделі.

Максимальний прогнозований тиск досягається при $n = 3000$ об/хв, $\beta = 45^\circ$ та $b = 300$ мм і становить $p_t \approx 798,4$ Па. Це узгоджується із загальною тенденцією, що підвищення частоти обертання, кута лопатки та ширини колеса призводить до зростання тиску, що дозволяє визначати оптимальні параметри вентилятора для забезпечення необхідного робочого режиму.

Нижче наведена таблиця 4.3 ключових коефіцієнтів регресійної моделі та їх статистичних характеристик.

Таблиця 4.3 – Статистична обробка рівняння (4.2)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	P-значення
a_{00}	360,519	7,823	46,09	$2,69 \cdot 10^{-19}$
a_{10}	178,778	3,621	49,37	$8,43 \cdot 10^{-20}$
a_{20}	30,917	3,621	8,54	$1,49 \cdot 10^{-7}$
a_{30}	178,972	3,621	49,42	$8,28 \cdot 10^{-20}$
a_{12}	14,667	4,435	3,31	0,00417
a_{13}	88,500	4,435	19,95	$3,11 \cdot 10^{-13}$
a_{23}	16,958	4,435	3,82	0,00136
a_{11}	-44,122	6,272	-7,03	$2,01 \cdot 10^{-6}$
a_{22}	-26,806	6,272	-4,27	0,000513
a_{33}	2,528	6,272	0,40	0,692
Джерело дисперсії		DF	SS	MS
Модель		10	$3,963 \cdot 10^6$	396280,97
Помилка		17	4012,51	236,03
Некоригований загальний		27	$3,967 \cdot 10^6$	–
Скоригований загальний		26	$1,289 \cdot 10^6$	–

Таким чином, побудована регресійна модель є надійним інструментом для прогнозування повного тиску вентилятора в широкому діапазоні робочих параметрів і може бути використана для оптимізації конструкції та режимів його роботи.

Було проведено багатофакторний регресійний аналіз для оцінки споживаної потужності N_e відцентрового вентилятора залежно від частоти обертання n (об/хв), кута лопатки на окружності β ($^\circ$) та ширини робочого колеса b (мм). Побудована регресійна модель має вигляд (рис. 4.6):

$$N_e = 364,59 + 0,004531b^2 + n(-0,0878852 + 0,00127593\beta) + b(-3,04785 + 0,00103717n + 0,0147333\beta) - 3,95877\beta \quad (4.3)$$

Статистичні характеристики моделі свідчать про високу точність: коефіцієнт детермінації $R^2 = 0,9949$, що підтверджує практично повну відповідність моделі експериментальним даним. Більшість параметрів моделі є статистично значущими ($p < 0,05$), а стандартні похибки залишаються низькими, що забезпечує надійність прогнозу. Аналіз дисперсії показав, що величина варіації, пояснена моделлю ($2,95 \cdot 10^6$), значно перевищує помилкову дисперсію ($\approx 1,51 \cdot 10^4$), що підтверджує адекватність моделі для прогнозування потужності.

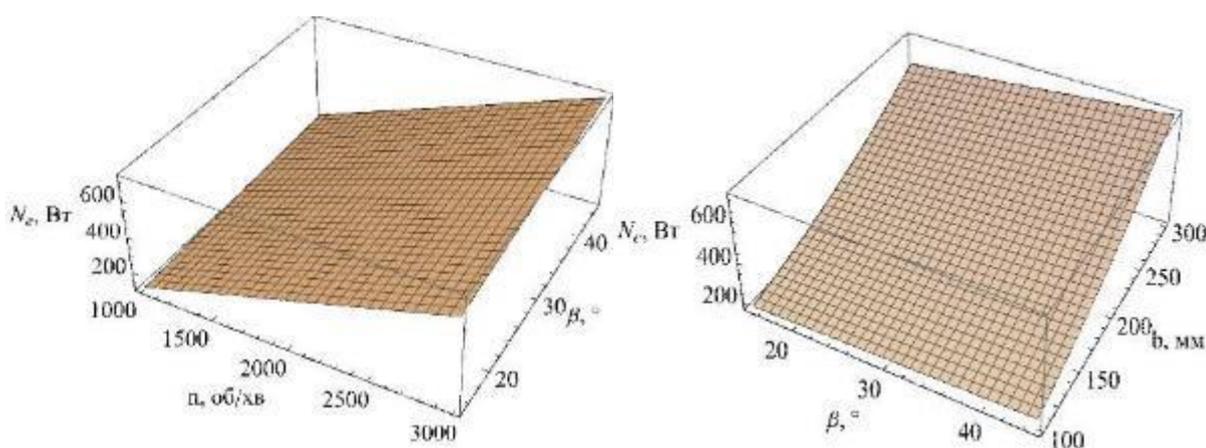


Рисунок 4.6 – Залежність споживаної потужності N_e відцентрового вентилятора від частоти обертання n , кута лопатки β та ширини робочого колеса b

Максимальна споживана потужність за цією моделлю прогнозується при

$n = 3000$ об/хв, $\beta = 45^\circ$ та $b = 300$ мм і становить $N_e \approx 720,8$ Вт. Це відповідає очікуваним тенденціям: підвищення частоти обертання, збільшення кута лопатки та ширини робочого колеса веде до збільшення споживаної потужності. Модель дозволяє прогнозувати енергетичні витрати вентилятора при різних комбінаціях параметрів та може бути використана для оптимізації конструкції і режимів роботи з урахуванням енергоефективності.

Нижче наведена таблиця 4.4 ключових коефіцієнтів моделі та їх статистичних характеристик.

Таблиця 4.4 – Статистична обробка рівняння (4.3)

Коефіцієнт	Оцінка	Стандартна похибка	t-статистика	P-значення
a_{00}	221,538	15,190	14,58	$4,83 \cdot 10^{-11}$
a_{10}	157,826	7,031	22,45	$4,51 \cdot 10^{-14}$
a_{20}	23,096	7,031	3,28	0,00437
a_{30}	128,078	7,031	18,21	$1,37 \cdot 10^{-12}$
a_{12}	19,139	8,612	2,22	0,0401
a_{13}	103,717	8,612	12,04	$9,52 \cdot 10^{-10}$
a_{23}	22,100	8,612	2,57	0,0200
a_{11}	21,552	12,179	1,77	0,095
a_{22}	13,519	12,179	1,11	0,282
a_{33}	45,307	12,179	3,72	0,00170
Джерело дисперсії		DF	SS	MS
Модель		10	$2,952 \cdot 10^6$	295248,6
Помилка		17	15129,1	889,95
Некоригований загальний		27	$2,968 \cdot 10^6$	–
Скоригований загальний		26	923906,1	–

З фізичної точки зору рівняння регресійної моделі для споживаної потужності відцентрового вентилятора відображає складну взаємодію основних геометричних і кінематичних параметрів робочого колеса та повітряного потоку. Модель враховує вплив частоти обертання, кута лопатки та ширини колеса на енергетичні характеристики вентилятора, відображаючи, як зміни цих параметрів впливають на роботу пристрою. Збільшення частоти обертання призводить до зростання кінетичної енергії повітряного потоку, що потребує більшої енергії від двигуна для підтримки заданої продуктивності. Параметри

кута лопатки визначають напрямок і швидкість руху повітря на виході з колеса, змінюючи аеродинамічне навантаження та впливаючи на необхідну потужність. Ширина робочого колеса визначає об'єм повітря, який охоплюється лопатками за один оберт, і, відповідно, збільшує або зменшує робоче навантаження на двигун.

Таким чином, побудована регресійна модель є надійним інструментом для прогнозування споживаної потужності відцентрового вентилятора в широкому діапазоні робочих параметрів і дозволяє проводити ефективну оптимізацію енергоспоживання при різних режимах експлуатації.

4.3 Моделювання системи вирівнювання потоку повітря відцентрового вентилятора

Всі генератори повітряного потоку, до яких належать і відцентрові вентилятори, формують на виході неоднорідний розподіл швидкості повітря. Для забезпечення ефективної роботи аеродинамічного сепаратора необхідно, щоб повітряний потік мав максимально рівномірний розподіл швидкостей. Одним із ефективних способів досягнення цього є використання каскаду заслінок, розташованого на виході потоку, які можуть автоматично відкриватися або закриватися залежно від вимог керуючої системи. Така конструкція дозволяє регулювати проходження повітря на різних висотах і тим самим забезпечує більш однорідний розподіл швидкостей у сепараційній камері.

Для обґрунтування ефективності даного підходу та розробки алгоритму роботи каскаду заслінок було проведено чисельне моделювання в середовищі STAR-CCM+. Було створено тривимірну модель сепараційної камери аеродинамічного сепаратора з каскадом заслінок. На вході моделі задавалися повітряні потоки з різними вертикальними градієнтами швидкості, які відповідають реальним умовам роботи різних генераторів повітряного потоку. На відстані від 0,05 до 0,4 м за каскадом заслінок оцінювався розподіл

швидкостей потоку, для чого використовували середнє значення швидкості V_m та середньоквадратичне відхилення V_σ як основні критерії вирівнювання потоку.

У ідеальному випадку, коли на виході генератора формується рівномірний потік з швидкістю 15 м/с, всі заслінки відкриті, і розподіл швидкостей практично не змінюється на будь-якій відстані від каскаду (рисунок 3.7). Це підтверджує, що за відсутності нерівномірностей у вихідному потоці заслінки не впливають на його рівномірність.

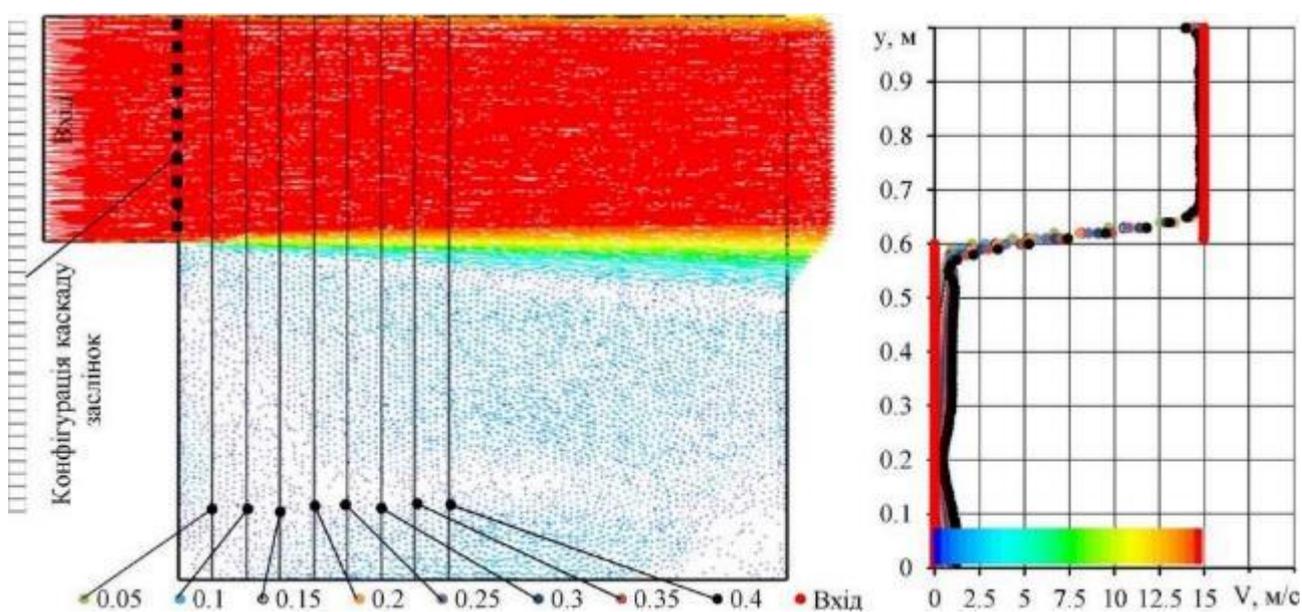


Рисунок 3.7 – Результати моделювання системи вирівнювання потоку повітря відцентрового вентилятора

Наступний випадок моделювання розглядав повітряний потік з параболічним розподілом швидкості ($V \sim y^4$). При відкритих заслінках швидкість на виході варіювалася від 10 до 15 м/с, а середнє значення становило 13,8 м/с із середньоквадратичним відхиленням 1,5 м/с (рисунок 3.8). Закриття заслінок у визначеній конфігурації дозволило значно вирівняти потік: швидкість коливалася від 14,4 до 15 м/с, середнє значення зросло до 14,8 м/с, а середньоквадратичне відхилення зменшилося до 0,2 м/с (рисунок 3.8).

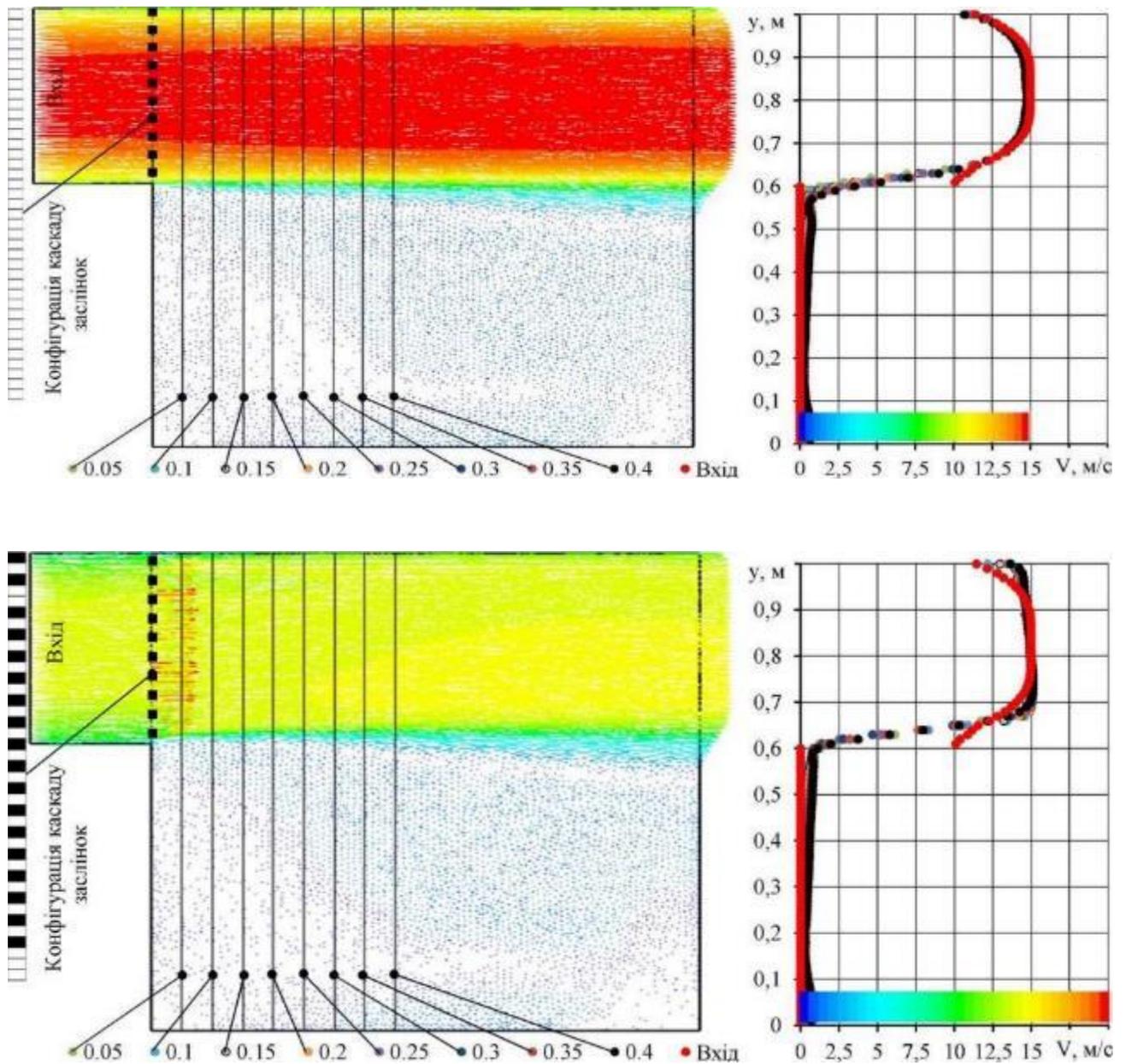


Рисунок 3.8 – Результати моделювання системи вирівнювання потоку повітря відцентрового вентилятора

Аналогічні результати були отримані для потоку з параболічним законом розподілу $V \sim y^5$ та для несиметричного потоку з лінійним законом розподілу $V \sim y$. У всіх випадках використання каскаду заслінок дозволяло значно зменшити нерівномірність потоку та досягти стабільного розподілу швидкостей у сепараційній камері. Наприклад, для лінійного розподілу після закриття заслінок швидкість повітря коливалася від 12,7 до 13,8 м/с, середнє значення

складало 13,0 м/с, а середньоквадратичне відхилення зменшилося до 0,4 м/с (рисунки 3.9–3.9).

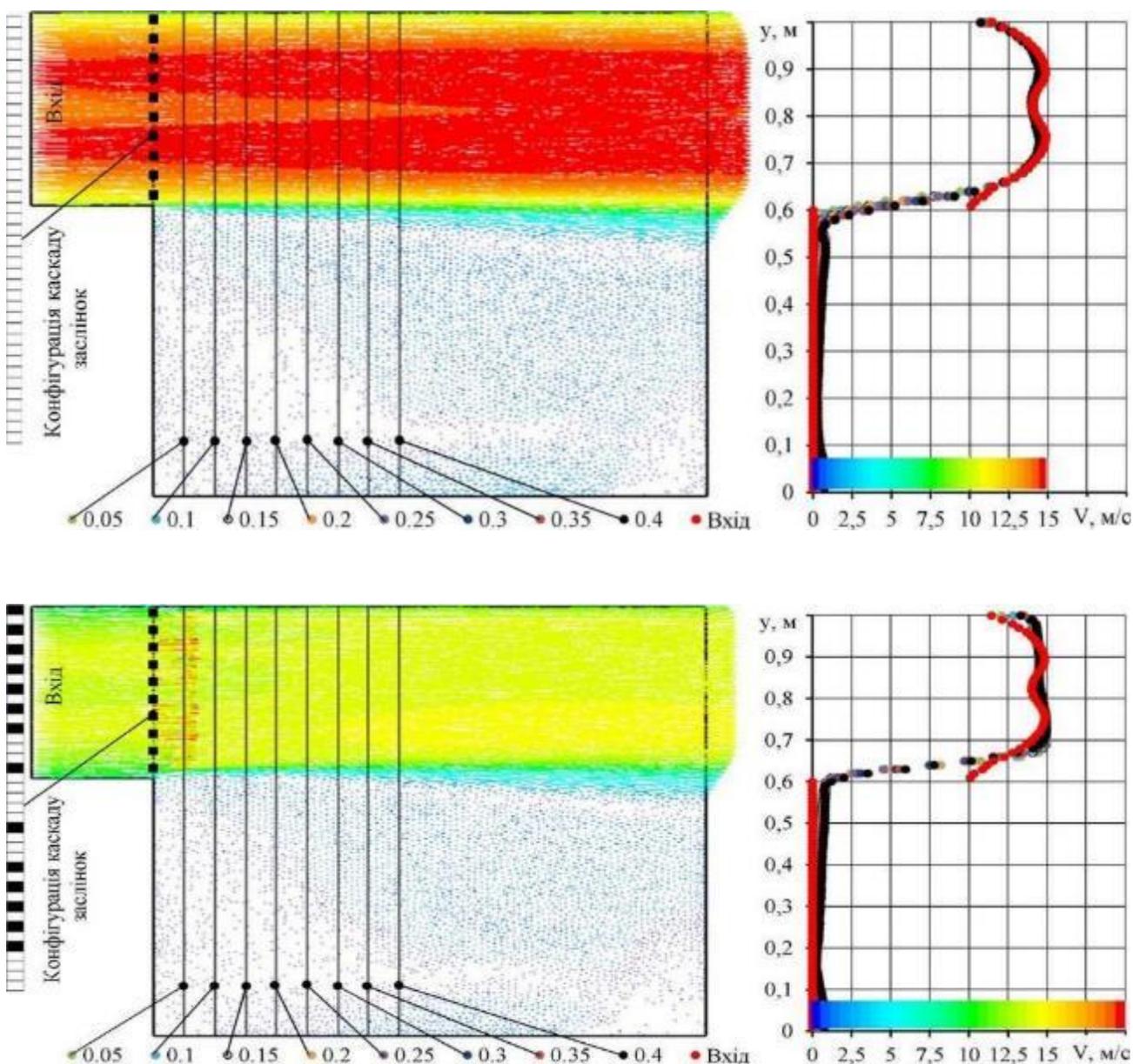


Рисунок 3.9 – Результати моделювання системи вирівнювання потоку повітря відцентрового вентилятора

Одержані результати чисельного моделювання дозволяють зробити висновок, що застосування автоматизованого каскаду заслінок є ефективним методом вирівнювання швидкості повітряного потоку в сепараційній камері аеродинамічного сепаратора незалежно від типу генератора потоку. При цьому нерівномірність потоку можна знизити до $\pm 0,2-0,4$ м/с. Варто зазначити, що

при такому вирівнюванні відбувається невелике зниження номінальної швидкості потоку на 5–15 %.

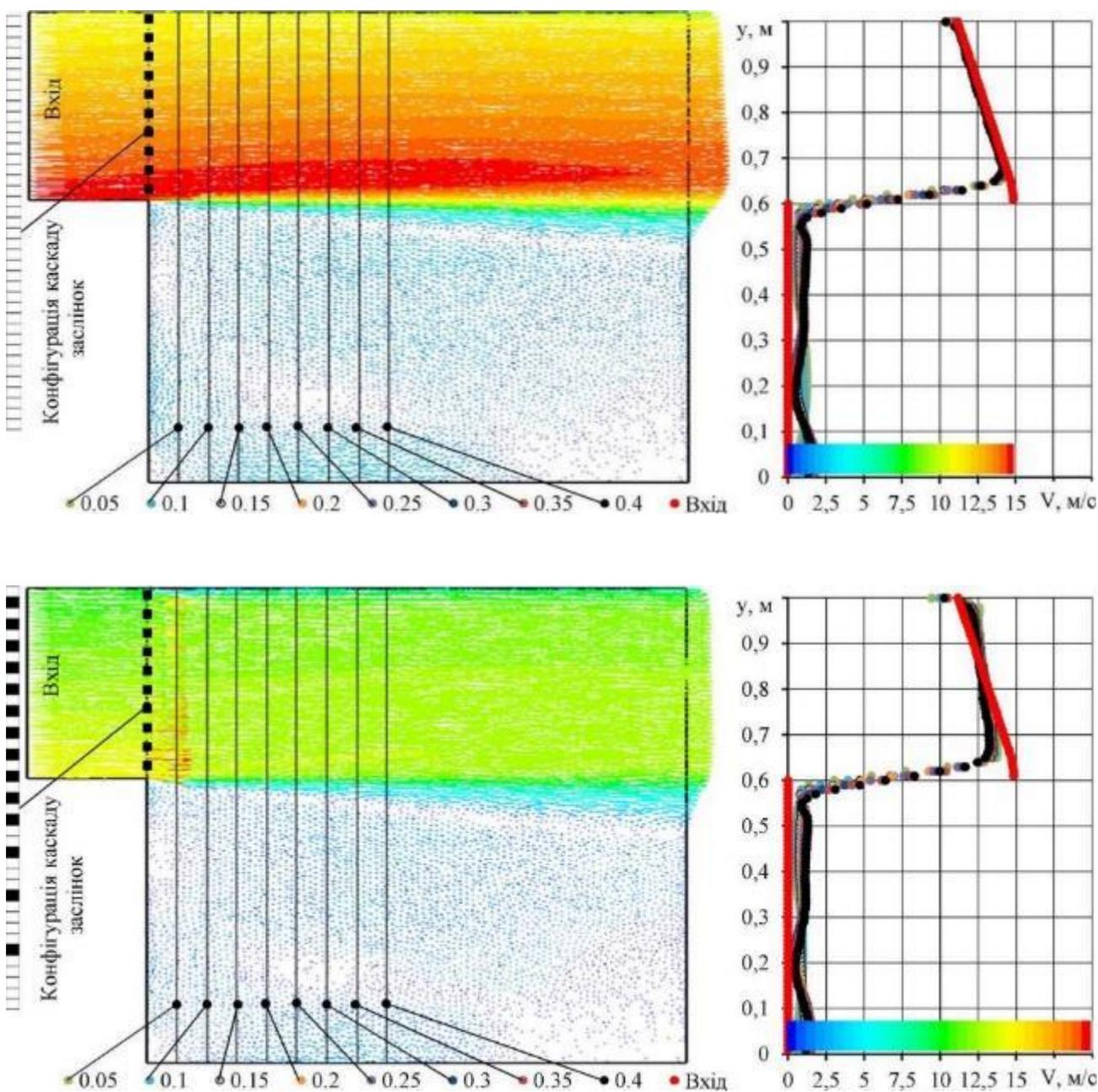


Рисунок 3.10 – Результати моделювання системи вирівнювання потоку повітря відцентрового вентилятора

Підвищення продуктивності генератора (наприклад, за рахунок збільшення частоти обертання лопатей вентилятора) дозволить компенсувати ці втрати, хоча це призведе до зростання енерговитрат на аналогічний відсоток. Проте, з урахуванням пріоритетності рівномірності повітряного потоку для

якісного проведення технологічного процесу сепарації, такі втрати є прийнятними і не суттєво впливають на ефективність роботи аеродинамічного сепаратора.

4.4 Висновки з розділу

1. Числовий експеримент підтвердив, що гідравлічні та енергетичні характеристики відцентрового вентилятора залежать від частоти обертання робочого колеса, кута нахилу лопатки та ширини робочого колеса. Підвищення цих параметрів призводить до зростання подачі повітря, повного тиску та споживаної потужності, причому існує оптимальне поєднання кута та ширини для максимального ефекту. Побудовані регресійні моделі відображають фізичну сутність роботи вентилятора, враховують нелінійні ефекти турбулентності та взаємодію параметрів, і демонструють високу точність прогнозування. Моделі дозволяють ефективно оцінювати продуктивність, тиск і енергетичні витрати пристрою, що робить їх надійним інструментом для оптимізації конструкції та режимів роботи вентилятора.

2. Чисельне моделювання показало, що використання автоматизованого каскаду заслінок на виході відцентрового вентилятора ефективно вирівнює швидкість повітряного потоку в сепараційній камері аеродинамічного сепаратора. Незалежно від типу вихідного потоку – рівномірного, параболічного чи лінійного – каскад заслінок дозволяє значно зменшити нерівномірність швидкості та досягти стабільного розподілу. Хоча вирівнювання трохи знижує номінальну швидкість потоку, це компенсується підвищенням продуктивності вентилятора. Такий підхід забезпечує більш ефективну роботу сепаратора та є надійним методом контролю аеродинамічних параметрів потоку.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Безпека працівників та ефективна організація охорони праці є одними з ключових аспектів при експлуатації промислового обладнання, зокрема аеродинамічних сепараторів із відцентровими вентиляторами. Такі пристрої широко застосовуються у харчовій, хімічній та агропромисловій сферах для розділення частинок різного розміру та щільності. Незважаючи на високу ефективність і продуктивність цих установок, їх експлуатація пов'язана з певними ризиками, зумовленими механічними, електричними та аеродинамічними факторами. У зв'язку з цим впровадження комплексних заходів з охорони праці та управління надзвичайними ситуаціями є обов'язковою умовою безпечної експлуатації обладнання.

Перед початком роботи з аеродинамічним сепаратором необхідно ознайомити персонал з основними технічними характеристиками обладнання, принципами його роботи та потенційними небезпеками. До числа основних небезпечних факторів належать високі оберти робочого колеса вентилятора, що створюють значну кінетичну енергію повітряного потоку, а також наявність обертових елементів та гострих кромek лопаток, що можуть призвести до травм при неправильному доступі до робочих вузлів. У зв'язку з цим забороняється проводити регулювання чи технічне обслуговування вентилятора під час його роботи без попереднього відключення живлення та закріплення рухомих частин.

Організація робочого місця повинна відповідати вимогам промислової безпеки та ергономіки. Зона обслуговування аеродинамічного сепаратора має бути обладнана спеціальними огороженнями або захисними кожухами, що запобігають випадковому контакту з обертовими елементами. Рекомендується встановлення датчиків блокування кришок та заслінок, які автоматично відключають привід вентилятора у разі відкриття обмежувальних елементів. Важливо забезпечити достатнє освітлення та вентиляцію приміщення, у якому

розташований сепаратор, а також наявність знаків безпеки та інструкцій, доступних для кожного працівника.

Особлива увага приділяється електробезпеці. Аеродинамічні сепаратори обладнані електроприводами для обертання вентилятора, що створює ризик ураження електричним струмом. Всі електричні ланцюги повинні бути заземлені, а елементи керування – ізольовані від контакту з металевими частинами корпусу. Перед проведенням будь-яких ремонтних або профілактичних робіт необхідно відключити обладнання від електромережі, перевірити відсутність напруги та встановити блокувальні пристрої. Персонал, що виконує роботи на електричних частинах, повинен мати відповідну кваліфікацію та допуск, а також користуватися засобами індивідуального захисту.

Ще одним важливим аспектом є контроль за аеродинамічними параметрами потоку, що формує відцентровий вентилятор. Високошвидкісний повітряний потік здатний піднімати пилові частинки та дрібні фракції матеріалу, що може створювати небезпечну концентрацію пилу в повітрі. Наявність пилу підвищує ризик вибуху або пожежі, особливо у випадку обробки органічних матеріалів. Для запобігання таких ситуацій слід використовувати систему пиловловлювачів, повітряні фільтри та автоматичні системи сигналізації. Крім того, слід регулярно проводити контроль за станом робочого середовища, вимірювати рівень концентрації пилу та швидкість повітряного потоку, щоб уникнути перевищення допустимих значень.

У випадку виникнення надзвичайної ситуації, такої як заклинювання вентилятора, перегрів електродвигуна або раптове підвищення тиску у сепараційній камері, слід дотримуватися визначеного алгоритму дій. Перш за все, необхідно негайно відключити електроживлення та повідомити відповідальних осіб про інцидент. Доступ до об'єкта до усунення причин надзвичайної ситуації забороняється. Для запобігання травмам персоналу слід мати підготовлені евакуаційні шляхи та доступ до засобів індивідуального захисту, таких як захисні окуляри, рукавиці, каски та респіратори. У разі

виникнення пожежі або займання пилу слід використовувати вогнегасники відповідного типу, а також автоматичні системи пожежогасіння, інтегровані в технологічну лінію.

Не менш важливим є організація навчання та регулярної атестації персоналу. Працівники повинні знати правила експлуатації аеродинамічного сепаратора, порядок дій при виникненні аварійних ситуацій та принципи користування засобами індивідуального захисту. Проведення тренувань та навчань з моделювання аварійних ситуацій дозволяє підвищити рівень готовності персоналу до дій у реальних умовах. Крім того, слід підтримувати документацію з охорони праці, включаючи журнали обліку інструктажів, акти перевірки обладнання та протоколи технічного обслуговування.

Важливим аспектом безпеки є також планування технічного обслуговування. Регулярна перевірка стану лопаток вентилятора, підшипників, електродвигуна та захисних кожухів дозволяє виявляти потенційні дефекти на ранніх стадіях і запобігати аварійним ситуаціям. Важливо дотримуватися рекомендованих інтервалів обслуговування та використовувати тільки оригінальні або сертифіковані запасні частини. Крім того, необхідно контролювати температуру та тиск у сепараційній камері, щоб уникнути перевищення допустимих параметрів, які можуть призвести до руйнування корпусу або виходу з ладу вентилятора.

Особлива увага приділяється психологічній та організаційній складовій безпеки. Перевтома, недотримання режиму роботи та відсутність контролю за дотриманням правил охорони праці можуть призвести до помилок та аварій. У зв'язку з цим керівництво повинно забезпечувати адекватний режим роботи персоналу, впроваджувати систему контролю дотримання правил безпеки та стимулювати працівників до дотримання вимог охорони праці.

Таким чином, комплексний підхід до забезпечення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при використанні аеродинамічного сепаратора із відцентровим вентилятором включає технічні, організаційні та навчальні заходи.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА НАСІННЯ

Вихідні дані:

- Потужність базового вентилятора: 700 Вт
- Потужність удосконаленого вентилятора: 224 Вт
- Продуктивність вентиляторів однакова
- Вартість електроенергії: припустимо 5 грн/кВт·год
- Робота вентилятора: припустимо 8 год/день, 30 днів/місяць.

Розрахунок споживаної електроенергії:

Базовий вентилятор:

$$E_{\text{баз}} = P \cdot t = 0,7 \cdot 8 \cdot 30 = 168 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{міс} \quad (5.1)$$

Удосконалений вентилятор:

$$E_{\text{удоск}} = 0,224 \cdot 8 \cdot 30 = 53,76 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{міс}. \quad (5.2)$$

Розрахунок витрат на електроенергію:

Базовий вентилятор:

$$C_{\text{ел, баз}} = 168 \cdot 5 = 840 \text{ грн} / \text{міс}. \quad (5.3)$$

Удосконалений вентилятор:

$$C_{\text{ел, удоск}} = 53,76 \cdot 5 = 268,8 \text{ грн} / \text{міс}. \quad (5.4)$$

Економія електроенергії:

$$\Delta C_{\text{ел}} = 840 - 268,8 = 571,2 \text{ грн} / \text{міс}. \quad (5.5)$$

Розрахунок економічної ефективності

Економічна ефективність визначається як відношення економії витрат до інвестицій у модернізацію.

Припустимо, що вартість удосконаленого вентилятора 3000 грн (можна коригувати).

$$E = \frac{\Delta C_{\text{ел}}}{V} \cdot 100\% = \frac{571,2}{3000} \cdot 100\% \approx 19\% \quad (5.6)$$

Розрахунок строку окупності

$$T = \frac{V}{\Delta C_{\text{ел}}} = \frac{3000}{571,2} \approx 5,25 \text{ міс.} \quad (5.7)$$

Удосконалений вентилятор споживає значно менше енергії при тій же продуктивності, що забезпечує економію електроенергії приблизно 570–860 грн/міс. Інвестиції у модернізацію можуть окупитися до 5 місяців залежно від режиму роботи. Використання удосконаленого вентилятора підвищує енергоефективність аеродинамічного сепаратора та дозволяє зменшити експлуатаційні витрати без втрати продуктивності.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз показав, що якість посівного матеріалу суттєво залежить від ефективності технологічних операцій очищення та сепарації. Для селекційних і добазових ланок критично важливими є висока сортова чистота, мінімальні втрати та недопущення змішування різних форм насіння. Ефективність сучасних технологічних ліній визначається правильним поєднанням обладнання, стабільністю режимів роботи та рівномірною подачею матеріалу. Аеродинамічні сепаратори забезпечують поділ насіння за фізико-механічними характеристиками, проте точність їх роботи залежить від рівномірності повітряного потоку та геометрії каналів. Вертикальні та кільцеві канали є найбільш перспективними, а застосування стабілізаторів та адаптивних систем керування підвищує точність сепарації і якість кінцевого насіння. Оптимальний вибір конструкції вентилятора визначає енергоефективність і продуктивність системи: радіальні вентилятори забезпечують високий тиск, осьові – високу продуктивність, а діагональні та комбіновані поєднують переваги обох типів. Раціональний підбір робочого колеса та геометрії потоку є ключем до ефективною та енергоощадної роботи аеродинамічних систем сепарації.

2. Дослідження показало, що рух частинок насінневої суміші в горизонтальному повітряному потоці можна описати системою диференціальних рівнянь, що враховує сили тяжіння, Архімеда, аеродинамічний опір та характеристики потоку, а аналітичні формули траєкторій і критичної швидкості дозволяють визначати зони виносу та умови ефективною сепарації. Аналіз двох точок проектування показав, що оптимальна продуктивність і ефективність вентилятора досягається при певних кутах передньої та задньої кромки лопаток та заданій швидкості обертання, що підтверджується кривими продуктивності та ефективності для різних режимів роботи. Результати моделювання дозволяють порівнювати характеристики різних робочих коліс і визначати оптимальні параметри вентилятора для забезпечення максимальної ефективності сепарації.

3. Числовий експеримент підтвердив, що гідравлічні та енергетичні характеристики відцентрового вентилятора залежать від частоти обертання робочого колеса, кута нахилу лопатки та ширини робочого колеса. Підвищення цих параметрів призводить до зростання подачі повітря, повного тиску та споживаної потужності, причому існує оптимальне поєднання кута та ширини для максимального ефекту. Побудовані регресійні моделі відображають фізичну сутність роботи вентилятора, враховують нелінійні ефекти турбулентності та взаємодію параметрів, і демонструють високу точність прогнозування. Моделі дозволяють ефективно оцінювати продуктивність, тиск і енергетичні витрати пристрою, що робить їх надійним інструментом для оптимізації конструкції та режимів роботи вентилятора.

4. Чисельне моделювання показало, що використання автоматизованого каскаду заслінок на виході відцентрового вентилятора ефективно вирівнює швидкість повітряного потоку в сепараційній камері аеродинамічного сепаратора. Незалежно від типу вихідного потоку – рівномірного, параболічного чи лінійного – каскад заслінок дозволяє значно зменшити нерівномірність швидкості та досягти стабільного розподілу. Хоча вирівнювання трохи знижує номінальну швидкість потоку, це компенсується підвищенням продуктивності вентилятора. Такий підхід забезпечує більш ефективну роботу сепаратора та є надійним методом контролю аеродинамічних параметрів потоку.

5. Забезпечення охорони праці та безпеки при експлуатації аеродинамічного сепаратора із відцентровим вентилятором потребує комплексного підходу, який включає технічні, організаційні та навчальні заходи. До ключових аспектів належать правильна організація робочого місця, захисні огороження та блокування рухомих частин, контроль електробезпеки, вентиляції та концентрації пилу, а також регулярне технічне обслуговування обладнання. Не менш важливим є навчання персоналу, відпрацювання алгоритмів дій у надзвичайних ситуаціях і контроль за дотриманням правил охорони праці. Такий комплекс заходів дозволяє мінімізувати ризики

травматизму та аварій, забезпечити стабільну роботу сепаратора та безпечні умови праці.

6. Удосконалений відцентровий вентилятор аеродинамічного сепаратора насіння при тій самій продуктивності споживає значно менше електроенергії порівняно з базовим вентилятором (224 Вт проти 700 Вт). Це забезпечує помітну економію витрат на електроенергію – приблизно 570–860 грн на місяць при стандартному режимі роботи. Інвестиції у модернізацію вентилятора (приблизно 3000 грн) можуть окупитися до 3–5 місяців. Впровадження такого вентилятора підвищує енергоефективність сепаратора, знижує експлуатаційні витрати та не впливає на продуктивність обладнання.

Бібліографія

1. Степаненко С. П. Механіко-технологічне обґрунтування процесів і обладнання безрешітного фракціонування зернових матеріалів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Глеваха, 2020. 687 с.
2. Пат. 155711 Україна, u202300562. Сортивальний агрегат колонного типу для тонкого очищення насінневих матеріалів / Кудрявцев І. М., Бардадим О. В.; заявник і патентовласник ТОВ «Науково-виробниче об'єднання «Сортивальні машини». № u202300562. Заявл. 15.02.2023. Опубл. 03.04.2024. Бюл. № 14/2024.
3. Пат. 155727 Україна, u202303069. Технологічна лінія пресування соняшникової олії повного циклу на базі адаптивних сортувальних машин із програмованими параметрами / Бардадим В. К., Кудрявцев І. М., Бардадим О. В., Ярошкін В. П., Мельник С. М., Мельник М. М.; заявник і патентовласник ТОВ «Науково-виробниче об'єднання «Сортивальні машини». № u202303069. Заявл. 23.06.2023. Опубл. 03.04.2024. Бюл. № 14/2024.
4. Пат. 156504 Україна, u202305759. Спосіб сепарації сипучої суміші у текучому двостадійному середовищі / Бардадим В. К., Кудрявцев І. М., Бардадим О. В., Ярошкін В. П., Мельник С. М., Мельник М. М.; заявник і патентовласник ТОВ «Науково-виробниче об'єднання «Сортивальні машини». № u202305759. Заявл. 29.11.2023. Опубл. 03.07.2024. Бюл. № 27/2024.
5. Чурсінов Ю. О., Кудрявцев І. М., Луценко М. В. Розробка мобільної установки для сортування зернових відходів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. 2022. № 2 (12). С. 93–99. DOI: 10.20998/2413-4295.2022.02.14.
6. Кудрявцев І. М., Мельник С. М. Проблеми визначення технологічної ефективності сортувального обладнання. Elevatorist.com. 2022.
7. Кудрявцев І. М., Чурсінов Ю. О. Innovative sorting equipment for the food industry. Теоретичні та експериментальні аспекти сучасної хімії та

матеріалів: матеріали I міжнародної наукової конференції (Дніпро, 20 травня 2022 р.). Дніпро: Середняк Т. К., 2022. С. 116–118.

8. Кудрявцев І. М., Чурсінов Ю. О. Перспективи сортування відходів пшениці. Теоретичні та практичні питання аграрної науки: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (Дніпро, 18 травня 2022 р.). Дніпро: ДДАЕУ, 2022. Ч. 1. С. 293–295.

9. Кудрявцев І. М., Луценко М. В., Мельник С. М., Мельник М. М. Аспекти сталого розвитку підприємства в умовах «циркулярної економіки». Сучасна наука та освіта: стан, проблеми, перспективи: матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції (Полтава, 20–21 березня 2023 р.). Полтава: ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2023. С. 736–738.

10. Кудрявцев І. М. Чисельне моделювання процесу сепарації відходів насінневої суміші соняшнику в камері розрідження аеродинамічного сепаратора. Вібрації в техніці та технологіях. 2024. № 2 (113). С. 132–142. DOI: 10.37128/2306-8744-2024-2-15.

11. Kudriavtsev I. Numerical simulation of the waste separation process of sunflower seed mixture in the pneumatic separating channel of the aerodynamic separator. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2024. № 2 (125). С. 47–55. DOI: 10.37128/2520-6168-2024-2-5.

12. Кудрявцев І. М., Кошулько В. С., Мельник М. М. Порівняльний аналіз результатів чисельного моделювання процесу сепарації відходів насінневої суміші соняшнику і експериментальних результатів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали V Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (Запоріжжя, 01–25 листопада 2024 р.). Запоріжжя: ТДАТУ, 2024. С. 27–32.

13. Koshulko V., Kudriavtsev I. Justification of the design of an aerodynamic separator for cleaning sunflower seed mixture waste. Центральнoукраїнський науковий вісник. Технічні науки. 2024. Вип. 10 (41), ч. II. С. 113–122. DOI: 10.32515/2664-262X.2024.10(41).2.113-122.

14. Авторське право на службовий твір № 7286. Брошура «Машини сортувальні для сипучих матеріалів. Програма та методики випробувань» / Мельник С. М., Бардадим О. В., Бардадим В. К., Кудрявцев І. М., Мельник М. М., Ярошкін В. П.; заявник ТОВ «Науково-виробниче об'єднання «Сортувальні машини». Заявл. 23.10.2024. Опубл. 29.11.2024. Бюл. № 84.

15. Кудрявцев І. М., Кошулько В. С., Мельник М. М. Порівняльний аналіз даних чисельного моделювання процесу сепарації відходів насінневої суміші соняшнику та експериментальних результатів. Молодь і технічний прогрес в АПВ: матеріали міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 26–27 листопада 2024 р.). Харків: ДБУ, 2024. С. 417–419.

16. Kudriavtsev I., Koshulko V., Sova N., Leusenko O. Results of experimental studies of a column-type aerodynamic separator. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2025. № 1 (128). С. 45–54. DOI: 10.37128/2520-6168-2025-1-5.

17. Авторське право на службовий твір № 121609. Брошура «Машина сортувальна для сипучих матеріалів СС-012. Настанови з експлуатації» / Кудрявцев І. М.; заявник ТОВ «Науково-виробниче об'єднання «Сортувальні машини». Заявл. 06.12.2023. Опубл. 29.12.2023. Бюл. № 78.

18. Авторське право на службовий твір № 7242. Брошура «Машина сортувальна для сипучих матеріалів лабораторна СС-002-05. Настанова з експлуатації» / Мельник С. М., Бардадим О. В., Бардадим В. К., Кудрявцев І. М., Мельник М. М., Ярошкін В. П.; заявник ТОВ «Науково-виробниче об'єднання «Сортувальні машини». Заявл. 12.09.2024. Опубл. 29.11.2024. Бюл. № 84.

19. Чурсінов Ю. О., Луценко М. В., Кудрявцев І. М. Техніко-економічне обґрунтування доцільності сортування відходів зернових та олійних культур. Наука технології інновації. 2022. № 2 (22). С. 61–67. DOI: 10.35668/2520-6524-2022-2-08.

20. Чурсінов Ю. О., Кудрявцев І. М., Луценко М. В., Мельник М. М. Innovations of the sorting process in the technology of oil extraction production. Сучасна наука та освіта: стан, проблеми, перспективи: матеріали III

Міжнародної науково-практичної конференції (Полтава, 20–21 березня 2023 р.). Полтава: ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2023. С. 467–468.

21. Кудрявцев І. М., Бардадим О. В., Мельник С. М. Концепція «NO HUSKS» (без лушпиння) та перспективи її впровадження у шеретувально-віяльних відділеннях олійно-екстракційних підприємств. Молодь – науці і виробництву: Актуальні питання харчової промисловості: тези доповідей II Всеукраїнської науково-технічної конференції (Херсон, 10 травня 2023 р.). Херсон: ХДАЕУ, 2023. С. 78–79.

22. Мельник С. М., Бардадим О. В., Кудрявцев І. М., Мельник М. М. Аспекти функціонування олійножирового підприємства в умовах кризи та інженерія посткризового періоду. Особливості функціонування економіки в умовах кризи: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (Черкаси, 31 січня 2024 р.). Черкаси: Східноєвропейський центр наукових досліджень, 2024. С. 188–192.

23. 2021 Commission Work Programme – From Strategy to Delivery. European Commission.

24. Romik D., Czajka I., Gołaś A. Numerical Study of the Effect of Selected Design Parameters on the Aerodynamic Noise of a Radial Fan. Kraków: Institute of Rock Mechanics Polish Academy of Sciences, 2016. Vol. 18. P. 43–52.

25. 2021 Commission Work Programme – From Strategy to Delivery. European Commission, 2020.

26. Romik D. Numerical Study of the Effect of Selected Design Parameters on the Aerodynamic Noise of a Radial Fan / D. Romik, I. Czajka, A. Gołaś // Institute of Rock Mechanics Polish Academy of Sciences. Kraków, 2016. Vol. 18. P. 43–52.

27. Engel Z. Environmental Protection against Vibrations and Noise. Warszawa: Polish Scientific Publishers, 2001. 512 p. ISBN 83-01-13537-9.

28. Fortuna S. Fans. Theoretical Basis, Structural and Operational Issues and Application. Kraków: Techwent Publishing House, 1999. 328 p. ISBN 83-912363-0-7.

29. Majcher M. Numerical Analysis of Three-Dimensional Flows in Key Components of Axial Fans: Ph.D. Thesis. Warsaw: Military University of Technology, 2021. 178 p.
30. Piwowarski M. Autonomous remote measurement system for industrial fans as a result of an innovative project stage / M. Piwowarski, P. Ziemiański, J. Czyżewicz [etc.] // Instal. 2022. № 3. P. 14–21.
31. Piwowarski M. Flow Compressors. Gdańsk: Foundation for the Promotion of the Shipbuilding Industry and the Maritime Economy, 2017. 245 p.
32. Pałucki Z. Analysis of Real Gas Flow through the Adjustable Vane Diffuser of a Radial Compression Machine: Ph.D. Thesis. Poznań: Poznan University of Technology, 2014. 156 p.
33. Siwek T. Studies of Flows in an Axially Mounted Radial Impeller Fan: Ph.D. Thesis. Gdańsk: Academy of Mining and Technology, 2018. 162 p.
34. Wettergren O. In-line Fans: Considerations for Sizing & Selection // Heat. Pip. Air Cond. Eng. 2007. Vol. 79. P. 22–25.
35. Habashneh M. Optimizing structural topology design through consideration of fatigue crack propagation / M. Habashneh, M. Movahedi Rad // Comput. Methods Appl. Mech. Eng. 2024. Vol. 419. Art. 116629. DOI: 10.1016/j.cma.2023.116629.
36. Rosso M. M. Nonpenalty Machine Learning Constraint Handling Using PSO-SVM for Structural Optimization / M. M. Rosso, R. Cucuzza, F. Di Trapani, G. C. Marano // Adv. Civ. Eng. 2021. Vol. 2021. Art. 6617750. DOI: 10.1155/2021/6617750.
37. Ziehl-Abegg S. E. Centrifugal Fans. Main Catalogue 2019. Künzelsau: Ziehl-Abegg, 2019.
38. Bleier F. P. Fan Handbook: Selection, Application and Design. 1st ed. New York: McGraw-Hill, 1997. 640 p.
39. Bleier F. P. Fan Handbook: Selection, Application, and Design. New York: McGraw-Hill, 2018. 912 p.

40. Cory W. T. W. Air and gas flow // Fans and Ventilation. A Practical Guide. 1st ed. Amsterdam: Elsevier Science, 2005. P. 43–75.
41. Rouse H. Fluid Mechanics for Hydraulic Engineers. New York: Dover, 1961. 422 p.
42. Courant R. Differential and Integral Calculus. Vol. 1. New York: Ishi Press, 2011. 616 p. (First Published in Germany in 1930 as Vorlesungen über Differential-und Integralrechnung).
43. Darvish M. Numerical and Experimental Investigation of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades: Ph.D. Thesis. Berlin: Technical University of Berlin, 2015. 198 p.
44. Singh P. Experimental investigation of the influence of blade height and blade number on the performance of low head axial flow turbines / P. Singh, F. Nestmann // Renew. Energy. 2011. Vol. 36. P. 272–281.
45. Chunxi L. The performance of centrifugal fan with enlarged impeller / L. Chunxi, W. S. Ling, J. Yakui // Energy Convers. Manag. 2011. Vol. 52. P. 2902–2910.
46. ANSI/AMCA standard 210-16. Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating. Washington, DC: ANSI, 2016. 92 p.
47. Lee Y. T. Impeller design of a centrifugal fan with blade optimization / Y. T. Lee, V. Ahuja, A. Hosangadi [etc.] // Int. J. Rotating Mach. 2011. Vol. 2011. Art. 537824. DOI: 10.1155/2011/537824.
48. Heo M.-W. Aerodynamic and aeroacoustic optimization for design of a forward-curved blades centrifugal fan / M.-W. Heo, J.-H. Kim, T.-W. Seo, K.-Y. Kim // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy. 2015. Vol. 230, № 2. P. 154–174.
49. Cucuzza R. Numerical models comparison for fluid-viscous dampers: Performance investigations through Genetic Algorithm / R. Cucuzza, M. Domaneschi, R. Greco, G. C. Marano // Comput. Struct. 2023. Vol. 288. Art. 107122.
50. Rosso M. M. Review on Deep Learning / M. M. Rosso, R. Cucuzza, G. C. Marano, A. Aloisio, G. Cirrincione // Structural Health Monitoring, Bridge Safety,

Maintenance, Management, Life-Cycle, Resilience and Sustainability. Boca Raton: CRC Press, 2022. P. 309–315.

51. Meng F. Aerodynamics Optimization of Multi-Blade Centrifugal Fan Based on Extreme Learning Machine Surrogate Model and Particle Swarm Optimization Algorithm / F. Meng, L. Wang, W. Ming, H. Zhang // *Metals*. 2023. Vol. 13. Art. 1222.

52. Lasauskas E. *Flight Principles: An Educational Book*. Vilnius: Technika, 2008. 182 p. (In Lithuanian).

53. Montazerin N. *Developments in Turbomachinery Flow* / N. Montazerin, G. Akbari, M. Mahmoodi. Cambridge: Woodhead Publishing, 2015. P. 1–23.

54. Brown R. N. Fan Laws, The User and Limits in Predicting Centrifugal Compressor Off Design Performance // *Proceedings of the 20th Turbomachinery Symposium* (College Station, TX, USA, 1991). College Station: Turbomachinery Laboratories, Texas A&M University, 1991. P. 91–100.

Додатки

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

Чисельне моделювання відцентрового вентилятора аеродинамічного сепаратора насіння

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-1-24
Перепелиця Дмитро Олексійович

Керівник: д-р техн. наук, старший дослідник, професор
Алієв Ельчин Бахтияр огли

Дніпро, 2025

Мета і задачі досліджень

2

Метою є підвищення ефективності та енергоощадності процесу аеродинамічної сепарації насіння сільськогосподарських культур шляхом удосконалення конструкції відцентрового вентилятора та впровадження системи вирівнювання повітряного потоку.

Задачі досліджень:

1. Проаналізувати сучасні технологічні лінії очищення та сепарації насіння та конструкції відцентрових вентиляторів.
2. Розробити аналітичну модель руху насінневої суміші в горизонтальному повітряному потоці та визначити критичні параметри сепарації.
3. Провести розрахунок та оптимізацію параметрів відцентрового вентилятора для підвищення ефективності сепарації.
4. Виконати чисельне моделювання роботи вентилятора та системи вирівнювання потоку повітря.
5. Оцінити економічну ефективність удосконаленого вентилятора та строк його окупності.
6. Розробити рекомендації щодо безпечної експлуатації та охорони праці при роботі аеродинамічного сепаратора.

Об'єкт досліджень: процес аеродинамічної сепарації насіння сільськогосподарських культур за допомогою відцентрового вентилятора.

Предмет досліджень: вплив конструктивних параметрів відцентрового вентилятора та системи вирівнювання повітряного потоку на ефективність сепарації, енергоефективність та безпеку роботи аеродинамічного сепаратора.

Аналітичні дослідження процесу роботи відцентрового вентилятора

5

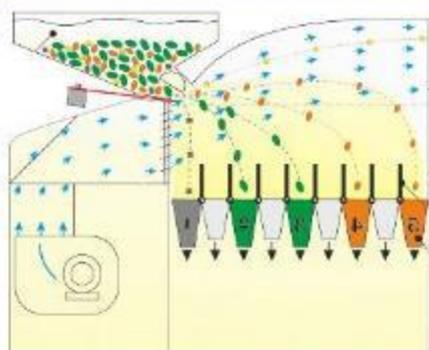
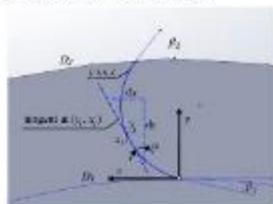


Схема аеродинамічного сепаратора із горизонтальним повітряним потоком

Сили ваги $\vec{G} = m\vec{g}$;
 Сили аеродинамічного опору $\vec{F}_d = 0,5C_d\rho_s A(v_s - v)^2 \cdot \text{sign}(v_s - v)$;
 Підйомної сили $\vec{F}_1 = 0,5C_l\rho_s A(v_s - v)^2$;
 Сили Архімеда $\vec{F}_a = \rho_s Vg$;
 Сумарна сила $\vec{F} = m \frac{dv}{dt}$;
 $m \frac{dv_x}{dt} = \frac{1}{2} C_d \rho_s A (v_s - v_x)^2 |v_s - v_x|$;
 $m \frac{dv_y}{dt} = -mg + \rho_s Vg + F_{d,y}$

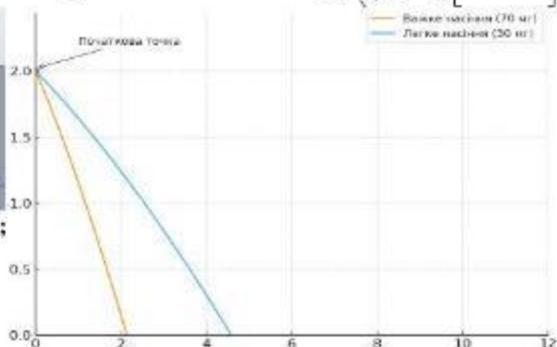
Трасекторія руху частинки пиліття

$x(t) = \frac{1}{2} k_x t^2$, $y(x) = y_0 - \frac{mg\omega}{k} \left(\sqrt{\frac{2x}{k_x}} + \frac{m}{k} \left[e^{\frac{k}{m} \frac{2x}{k_x}} - 1 \right] \right)$



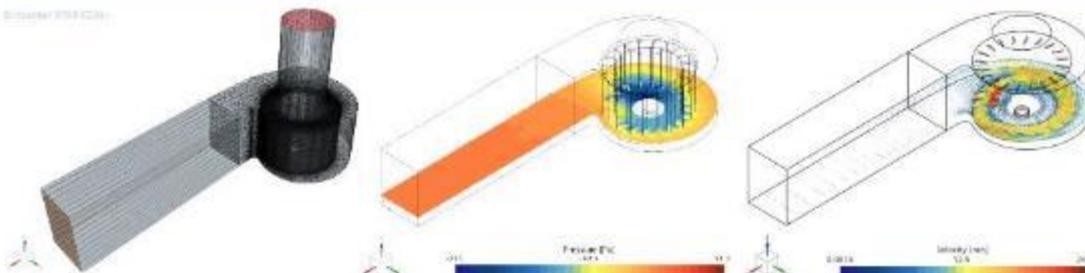
Геометрія лопаті вентилятора: (а) 3D-модель; (б) зміни конструкції геометрії лопаті

$(1 + \dot{r}^2(y)) \cdot \ddot{y} + F(y) \cdot \dot{y}^2 - y^2 = 0$ $x = v \sin \alpha + \frac{v^2}{\rho} \cos \alpha$



Результати чисельного моделювання відцентрового вентилятора

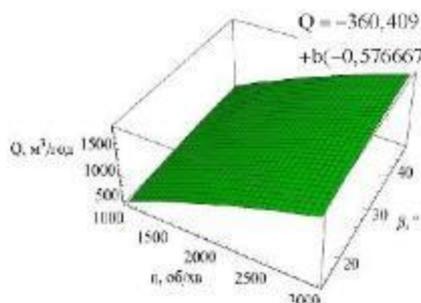
6



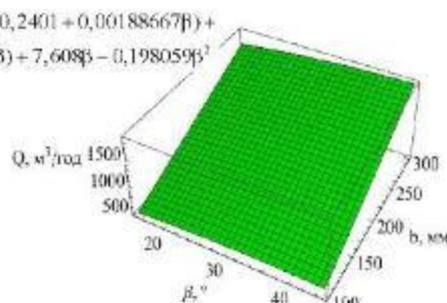
Об'ємна сітка відцентрового вентилятора

Розподіл тиску в робочій зоні відцентрового вентилятора

Розподіл швидкості в робочій зоні відцентрового вентилятора



$Q = -360,409 - 0,0000737333n^2 + n(0,2401 + 0,00188667\beta) + b(-0,576667 + 0,002085n + 0,0208\beta) + 7,608\beta - 0,198059\beta^2$

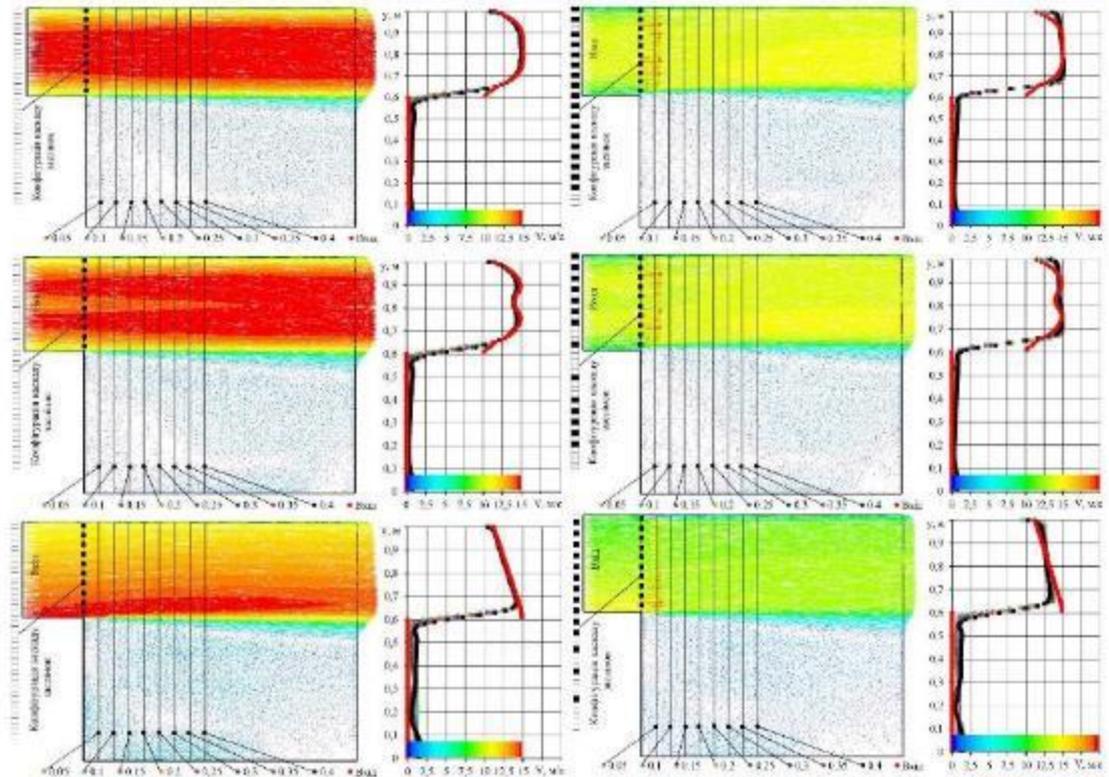


Залежність продуктивності відцентрового вентилятора Q від частоти обертання n, кута лопатки β та ширини робочого колеса b

Результати чисельного моделювання відцентрового вентилятора



Результати чисельного моделювання системи вирівнювання потоку повітря



Показник	Базовий вентилятор	Удосконалений вентилятор
Потужність, Вт	700	224
Продуктивність	Однакова	Однакова
Вартість електроенергії, грн/кВт·год	5	5
Тривалість роботи, год/міс	$8 \times 30 = 240$	$8 \times 30 = 240$
Споживання електроенергії за місяць, кВт·год	$0,7 \times 240 = 168$	$0,224 \times 240 = 53,76$
Витрати на електроенергію за місяць, грн	$168 \times 5 = 840$	$53,76 \times 5 = 268,8$
Економія електроенергії, грн/міс	–	571,2
Вартість модернізації, грн	–	3000
Економічна ефективність, %	–	$\approx 19\%$
Строк окупності, міс	–	$\approx 5,25$

Висновки

10

1. Аналіз показав, що якість посівного матеріалу суттєво залежить від ефективності технологічних операцій очищення та сепарації. Для селекційних і добазових ланок критично важливими є висока сортова чистота, мінімальні втрати та недопущення змішування різних форм насіння. Ефективність сучасних технологічних ліній визначається правильним поєднанням обладнання, стабільністю режимів роботи та рівномірною подачею матеріалу. Аеродинамічні сепаратори забезпечують поділ насіння за фізико-механічними характеристиками, проте точність їх роботи залежить від рівномірності повітряного потоку та геометрії каналів. Вертикальні та кільцеві канали є найбільш перспективними, а застосування стабілізаторів та адаптивних систем керування підвищує точність сепарації і якість кінцевого насіння. Оптимальний вибір конструкції вентилятора визначає енергоефективність і продуктивність системи: радіальні вентилятори забезпечують високий тиск, осьові – високу продуктивність, а діагональні та комбіновані поєднують переваги обох типів. Рациональний підбір робочого колеса та геометрії потоку є ключем до ефективної та енергоощадної роботи аеродинамічних систем сепарації.

2. Дослідження показало, що рух частинок насіннєвої суміші в горизонтальному повітряному потоці можна описати системою диференціальних рівнянь, що враховує сили тяжіння, Архімеда, аеродинамічний опір та характеристики потоку, а аналітичні формули траєкторій і критичної швидкості дозволяють визначати зони виносу та умови ефективної сепарації. Аналіз двох точок проектування показав, що оптимальна продуктивність і ефективність вентилятора досягається при певних кутах передньої та задньої кромки лопаток та заданій швидкості обертання, що підтверджується кривими продуктивності та ефективності для різних режимів роботи. Результати моделювання дозволяють порівнювати характеристики різних робочих коліс і визначати оптимальні параметри вентилятора для забезпечення максимальної ефективності сепарації.

3. Числовий експеримент підтвердив, що гідрравлічні та енергетичні характеристики відцентрового вентилятора залежать від частоти обертання робочого колеса, кута нахилу лопатки та ширини робочого колеса. Підвищення цих параметрів призводить до зростання подачі повітря, повного тиску та споживаної потужності, причому існує оптимальне поєднання кута та ширини для максимального ефекту. Побудовані регресійні моделі відображають фізичну сутність роботи вентилятора, враховують нелінійні ефекти турбулентності та взаємодію параметрів, і демонструють високу точність прогнозування. Моделі дозволяють ефективно оцінювати продуктивність, тиск і енергетичні витрати пристрою, що робить їх надійним інструментом для оптимізації конструкції та режимів роботи вентилятора.

3. Чисельне моделювання показало, що використання автоматизованого каскаду заслінок на виході відцентрового вентилятора ефективно вирівнює швидкість повітряного потоку в сепаратійній камері аеродинамічного сепаратора. Незалежно від типу вихідного потоку – рівномірного, параболічного чи лінійного – каскад заслінок дозволяє значно зменшити нерівномірність швидкості та досягти стабільного розподілу. Хоча вирівнювання трохи знижує номінальну швидкість потоку, це компенсується підвищенням продуктивності вентилятора. Такий підхід забезпечує більш ефективну роботу сепаратора та є надійним методом контролю аеродинамічних параметрів потоку.
4. Забезпечення охорони праці та безпеки при експлуатації аеродинамічного сепаратора із відцентровим вентилятором потребує комплексного підходу, який включає технічні, організаційні та навчальні заходи. До ключових аспектів належать правильна організація робочого місця, захисні огороження та блокування рухомих частин, контроль електробезпеки, вентиляції та концентрації пилу, а також регулярне технічне обслуговування обладнання. Не менш важливим є навчання персоналу, відпрацювання алгоритмів дій у надзвичайних ситуаціях і контроль за дотриманням правил охорони праці. Такий комплекс заходів дозволяє мінімізувати ризики травматизму та аварій, забезпечити стабільну роботу сепаратора та безпечні умови праці.
5. Удосконалений відцентровий вентилятор аеродинамічного сепаратора насіння при тій самій продуктивності споживає значно менше електроенергії порівняно з базовим вентилятором (224 Вт проти 700 Вт). Це забезпечує помітну економію витрат на електроенергію – приблизно 570–860 грн на місяць при стандартному режимі роботи. Інвестиції у модернізацію вентилятора (приблизно 3000 грн) можуть окупитися до 3–5 місяців. Впровадження такого вентилятора підвищує енергоефективність сепаратора, знижує експлуатаційні витрати та не впливає на продуктивність обладнання.